

Э 21.1  
В 68

ПРОФ. ВОЛСКИЙ МИ.

ТЕМПЕРАТУРНЫЕ  
НАПРЯЖЕНИЯ  
в МАШИНАХ и КОТЛАХ



ИЗДАТЕЛЬСТВО  
НАРКОМРЕЧФЛОТА СССР  
МОСКВА ★ 1944

РК

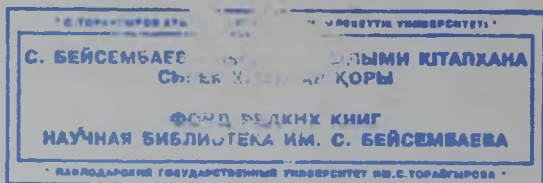
Д-р техн. наук проф. М. И. ВОЛСКИЙ

621.1  
863

# ТЕМПЕРАТУРНЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ В МАШИНАХ И КОТЛАХ



МОСКВА — ИЗДАТЕЛЬСТВО НАРОДНОГО ФЛОТА СССР — 1944



## ОТ АВТОРА

Основными положениями, принятыми в настоящем труде, являются следующие:

1. Детали машин разрушаются не от статических и динамических нагрузок, а от температурных напряжений, возникающих в металле из-за резких перепадов тепла по толще деталей.

2. «Усталость металла» при объяснении причин излома — термин искусственный: поломки деталей происходят не от так называемой усталости, а от высоких местных напряжений, основной причиной которых являются резкие температурные перепады.

3. Изломы коленчатых валов происходят не от усилий, действующих по шатуну, а большей частью от осевой сжимающей силы, возникающей из-за недостаточной величины монтажного зазора между щекой кривошипа и вкладышем подшипника.

4. Не давление пара опасно в паровых огнетрубных котлах, а разность температур топки и бочки котлов.

5. Не продольные швы опасны в судовых и паровозных котлах, а поперечные.

6. Течь трубных решеток происходит не от изменения температуры топочного пространства, а вследствие разности температур огневых частей и бочки котла.

Приведенные положения основаны на анализе величин напряжений в местах изломов большого количества аварийных деталей, на эксперименте в лабораторных условиях и на проверке в производственной практике.

Основными практическими предложениями, вытекающими из изложенных выше положений, являются:

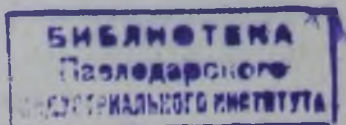
а) *по деталям машин* — переход к трубчатым валам, конструирование деталей с обязательным учетом возникающих в них температурных напряжений и установление необходимых зазоров на температурных деформации;

б) *по котлам* — постройка огнетрубных котлов (судовых и паровозных) с сальниковыми топками без единой топочной связи.

Буду весьма признателен тем читателям, которые сообщат свои замечания, с тем, чтобы учесть их при дальнейшей разработке затронутых вопросов.

Выражаю благодарность всем лицам, которые помогли претворению в жизнь предложенных идей и появлению настоящего труда в печати.

330231



## ВВЕДЕНИЕ

В течение долгого ряда лет водный транспорт оставался одним из наиболее отсталых участков нашего социалистического хозяйства. Одной из главных причин, препятствовавших водному транспорту идти в ногу с общим хозяйственным развитием страны, являлись аварии. Вызывая большие простои судов, аварии снижали провозную способность флота и тем самым приносили стране десятки миллионов рублей убытка.

Для изучения причин технических аварий был принят следующий порядок: а) были собраны акты о поломках механизмов; б) разысканы и частично выполнены заново эскизы поломанных деталей с указанием мест поломок; в) собраны объяснения причин аварий по заключениям работников Судонадзора и Регистра, которые обязаны регистрировать и отмечать причины поломок; г) исследован материал поломанных деталей в отношении механических и микроструктурных свойств; д) определены расчетным путем величины напряжений в местах излома и установлены величины запаса прочности, при котором произошли поломки. Затем были просмотрены данные механической лаборатории завода «Красное Сормово» при сдаче заводом продукции и выяснено, не было ли при выпуске заводом судовых механизмов допущено отклонение от технических условий, так как было известно, что на больших машиностроительных заводах технические условия часто игнорировались. Так, при анализе записей механических испытаний материалов в лаборатории завода «Красное Сормово» с 1900 по 1930 год было установлено, что технические условия при сдаче продукции часто не соблюдались. Например, величина временного сопротивления материала валов составляла 33—77 кг/мм<sup>2</sup> вместо 50—60 кг/мм<sup>2</sup>, полагающихся по нормам. Указанные расхождения имели место и по другим видам продукции (таблица 1).

Исследованиями аварийных деталей подтверждены факты игнорирования заводами технических условий при сдаче продукции и установлено, что материал в поломанных деталях механизмов и валов чрезвычайно разнороден по своим качествам. При исследовании выяснилось также, что материал части поломанных деталей полностью удовлетворял техническим условиям, предъявляемым к материалу судовых машин, и потому поломки механизмов не могли быть объяснены плохим его качеством.

По документам о причинах аварий, имевшимся в парокходствах, большинство поломок объяснялось «усталостью» материала. Это — самая излюбленная причина, которой обычно объяснялись случившиеся поломки механизмов.

Как известно, разрушением от усталости принято называть внезапное, без каких бы то ни было предупреждающих признаков, разрушение машинных деталей под влиянием повторных нагрузок. Основным признаком разрушения от усталости в широких кругах техников счи-

Таблица 1

## Сдача котельного и корпусного железа, валов, шатунов, вагонных осей и бандажей

№ заказа	Наименование детали	Даты испытаний	Технические условия		Данные испытаний по книгам		Отклонения от технических условий	
			Временное сопротивление $R$ кг/мм <sup>2</sup>	Удлинение $l$ %	$R$ кг/мм <sup>2</sup>	$l$ %	$R$ кг/мм <sup>2</sup>	$l$ %
		заводские						
8783	Котел для зем- лечерпалки на р. Амуре . . .	27/II 1911 г. 28/II 1911 г.	40,9—47	18	64,2 64,7	4,5 9,5	+17,2 +7,7	-13,5 -8,5
3824	Корпус земле- черпалки . . .	19/XII 1910 г. 13/I 1911 г.	40,9—47,2	20	55,8 56,1	9,0 16,0	+8,6 +9,1	-11,0 -4,0
5928	Коленчатые валы	— 4/VIII 1909 г.	42,5—50,4	30	56,5 64,6 33,7 64,3 38,9	36,0 30,0 44,0 27,0 44,0	-6,0 +14,2 -8,8 +13,9 -5,1	+6,0 нет +14,0 -3,0 +16,0
5928	Шатуны . . . . .	— 4/VIII 1909 г.	44,0—53,8	28	40,5 38,2 38,0	44,0 40,0 40,0	-3,5 -6,8 -6,0	+16,0 +12,0 +12,0
5928	Штоки . . . . .	— 4/VIII 1909 г.	55—60	28	37,5 43,4 35,0	40,0 24,0 42,0	-17,5 -9,6 -20,0	+12,0 -4,0 +14,0
	Оси вагонные . . .	7/VIII 1913 г. 9/VIII 1913 г.	50—60	18	45,0 64,6 61,6	26,0 15,5 15,0	-5,0 +14,6 +9,4	+8,0 -2,6 -3,0
	Бандажи . . . . .	8/VI—23/XI 1933 г. —	70—80	12—15	60,1 52,9 51,5	22,6 24,0 23,3	-9,9 -17,1 -18,5	+3,0 +9,0 +8,3

тается кристаллический характер излома, т. е. наблюдается якобы некоторое перерождение металла, характеризующееся наличием крупного зерна в месте излома.

Рядом исследований подтверждено, что никаких изменений механических и микроструктурных свойств в зонах усталости не происходит. При исследовании на усталость осевой, валовой и специальной сталей установлено, что предел выносливости сталей на изгиб при вращении весьма близок к пределу пропорциональности, а часто и к пределу текучести, т. е. излом образцов при исследовании на усталость имеет место при напряжениях, в четыре—пять раз превышающих расчетные напряжения.

При проверке величин напряжений в местах излома деталей судовых машин (см. гл. «Типовые расчеты деталей машин») часто получались напряжения, не превышающие 200—300 кг/см<sup>2</sup>, т. е. ни о какой усталости при этих напряжениях не могло быть и речи. В то же время в ряде случаев мы имели безаварийную работу в течение нескольких лет при напряжениях около 2000 кг/см<sup>2</sup>, т. е. при напряжениях, близких к пределу выносливости.

Излом деталей легче и проще всего объяснять «усталостью» металла, так как здесь этот термин вызывает по сравнению с человеческой усталостью очень заманчивую аналогию; кроме того, объяснив поломку усталостью металла, обычно прекращают дело по расследованию причин аварии. Усталость — это до сих пор объективнейшая из объективнейших причин поломок механизмов, к тому же поддерживаемая наукой. Вот почему термин «усталость» крепко привился в технике, и освободиться от него не легко.

Сделать же это следует, так как не только у отдельных инженеров и техников, но и в ряде исследовательских институтов господствует глубокое убеждение в том, что изломы деталей происходят исключительно от усталости металла. Так, например, Институт тяги НКПС в 1931 году объяснял усталостью материала даже такой факт, как наличие в поломанных осях крепости ниже технических норм, не учета того, что оси эти могли быть выпущены заводом с пониженными характеристиками (см. таблицу 1).

В настоящее время существуют две гипотезы усталости, получившие права гражданства:

гипотеза Гриффиса, по которой разрушение происходит от развития внутренних трещин, имеющих место в каждом материале;

гипотеза Нормана Томаса, объясняющая возникновение трещин усталости в зонах выступов и впадин, имеющих всегда даже на тщательно отполированных поверхностях.

На практике первая теория не оправдывается, так как предел выносливости близок, а иногда и выше предела пропорциональности, что служит прямым ее отрицанием. Так, основоположник усталости Велер полагал, что железнодорожные оси и валы могут работать при напряжениях, близких к пределу выносливости.

Вторая же теория опровергается тем, что (на основании опыта) предел выносливости при самых неблагоприятных надрезах и выкружках снижается всего лишь на 14—29%.

Необходимо согласиться с заявлением Джилькрита, что поломки происходят не от усталости металла, а от высоких местных напряжений, причем основным фактором, обуславливающим высокие напряжения, являются температурные напряжения, возникающие в телах вследствие резких перепадов температуры по их толще.

Еще в 1934 году на одной из конференций инженерно-технических работников Верхне-Волжского пароходства на основании предварительного анализа поломок валов нами впервые была высказана мысль, что детали разрушаются не от статических и динамических усилий, а от температурных напряжений, возникающих в них при внезапном повышении температуры при трении детали о деталь, при насадках деталей в горячем состоянии, при несоблюдении температурных режимов при изготовлении деталей и особенно при быстром охлаждении нагретых деталей. В подтверждение возникновения больших напряжений в деталях вследствие резкого перепада тепла по толще деталей нами были проведены исследования стали на выносливость с быстрым восприятием или отдачей теплоты образцом, работающим на знакопеременный изгиб при вращении. Так, образец при напряжении в 29 кг/мм<sup>2</sup> выдерживал 12 500 000 оборотов и не ломался, но достаточно было образец, изготовленный из той же стали и работавший при том же напряжении, подвергнуть десятикратному нагреву по одной минуте электропечью, смонтированной на образце, как образец выдерживал всего лишь 880 000 оборотов и ломался. Идентичный же образец, которому было дано такое же рабочее напряжение в 29 кг/мм<sup>2</sup>, при однократном нагреве электропечью в течение одной минуты и подаче несколь-

ких капель воды выдержал всего лишь 20 000 оборотов и поломался через семь минут после пуска машины в ход.

Из анализа собранного материала по 782 авариям деталей судовых машин видно, что у большинства деталей поломки произошли в местах, подвергающихся нагреву от трения, а затем быстро охлаждаемых водой, а также в местах насадки в горячем состоянии кривошипов, колесных дисков и буртиков или же в местах, подвергавшихся неумелой электронаварке или сварке.

Подтверждением первостепенного значения температурных напряжений при поломках механизмов явилось также изучение причин появления трещин в паровых котлах.

В архиве Горьковского отделения Регистра нами было изучено 1200 котловых книг, причем по 272 котлам были собраны все необходимые сведения с момента их постройки.

В этих 272 котлах было насчитано 665 трещин в жаровой трубе, 883 трещины в огневой камере и 17 «метровых» трещин в поперечных сечениях бочек котлов.

Работники Регистра, а также специалисты, работающие в области конструирования и эксплуатации паровых котлов, объясняли появление трещин в котлах усталостью металла, перекристаллизацией его структуры, а также неудачными способами изготовления котлов (отворот фланцев при нагреве, прокол дыр и т. д.).

Прежде считалось, что котел нормально может служить только 24 года, после чего его нужно заменять новым, а в случае допущения его к дальнейшей работе установить за ним особый надзор, сократив сроки между осмотрами и испытаниями. Основанием для этого служило укоренившееся положение, что через 24 года службы металл в котле перерождается. Однако исследованиями материала старых котлов, в возрасте сорока и более лет, изготовленных из литой стали, установлено, что качество металла старых котлов, изготовленных из литой стали, весьма мало изменяется от времени службы. В то же время изучение трещин показало, что судовые котлы имеют исключительно поперечные трещины как в бочках, так и в топках котлов при совершенном отсутствии продольных. Трещины образуются там, где их по расчету не должно быть, так как напряжения в поперечных сечениях тонкостенных сосудов, к которым при расчете относятся и котлы, в два раза меньше напряжения в продольных сечениях. Котел следует рассматривать как сосуд, не только находящийся под давлением пара и воды, но, — что является самым существенным, — работающий втяжелом температурном режиме: топка котла бывает нагрета до 350—600°, температура же бочки равна приблизительно 180° (речь идет о судовых котлах с давлением пара в 10—12 кг/см<sup>2</sup>). Получается разница между температурой топки и бочки котла, которая, создавая неодинаковое удлинение топки и бочки, вызывает температурные деформации той и другой: топка растягивает бочку, а бочка, в свою очередь, сжимает топку. Растягивающее действие топки, более нагретой по сравнению с бочкой, и есть основная причина образования трещин в поперечных сечениях топок и бочек котлов.

Много содействует появлению трещин также то обстоятельство, что топки вделаны в бочки котлов эксцентрично, что создает добавочные напряжения по низу бочки.

Приведенные соображения о причинах выхода котлов из строя сначала не встретили одобрения в инженерной и научной среде. Чтобы убедить «котловиков» в правильности высказанных положений, была

проделана следующая работа: паровой котел был окружен 26 индикаторами и 15 термометрами, что дало возможность при гидравлическом испытании котла в холодном состоянии на  $12 \text{ кг/см}^2$  определить его удлинение, которое оказалось равным  $0,5 \text{ мм}$ ; при растопке же с подъемом пара до  $8 \text{ кг/см}^2$  удлинение бочки котла получилось равным  $9,2 \text{ мм}$ .

Из общего удлинения котла на  $9,2 \text{ мм}$  необходимо вычесть  $7,2 \text{ мм}$  удлинения от повышения температуры стенок котла, просуммированного с удлинением от давления пара в котле. Оставшаяся разность в  $2 \text{ мм}$  указывает на наличие большого растягивающего усилия топки, причем это усилие в несколько раз превышает давление пара в котле.

Переводя удлинение на язык температурных напряжений, устанавливаем, что величина их в поперечных сечениях бочки котла достигала до  $1100 \text{ кг/см}^2$ .

Указанные добавочные напряжения обнаружены при исследовании чистого, свободного от накипи, котла, только что установленного в паросиловой лаборатории. Когда же были исследованы температурные деформации котлов, проработавших навигацию и имеющих накипь на огневых частях толщиной в  $4-6 \text{ мм}$ , то здесь величина добавочного удлинения бочки оказалась равной  $7 \text{ мм}$ , что обусловило избыточную величину напряжений в поперечных сечениях бочки котла в  $2700 \text{ кг/см}^2$ , т. е. запас прочности в котле получился всего лишь полторакратный, а растягивающее действие топки на бочку в несколько раз превосходило действие пара на днище. Отсюда ясно, почему в котле опасен не продольный шов, а поперечный.

Для качественного, а также и количественного учета напряжений в поперечных сечениях бочек и топок котлов судового типа нами предложена формула, структура которой указывает на необходимость учета температурных напряжений вследствие распора бочки топкой, что особенно сказывается при эксцентричной установке топки, а также и вследствие разности температур воды вверху и внизу котла и от влияния веса воды в котле.

Для освобождения котлов от температурных деформаций нами предложена конструкция котлов с сальниковым креплением жаровой трубы в переднем днище. Построенные три пролетных котла такой конструкции при давлении в полтора раза выше рабочего не дали течи в сальнике и превосходно работают уже в течение нескольких лет, не давая пропаривания в сальнике, причем топки выходят из бочки на величины, совпадающие с предварительными подсчетами.

В настоящее время запроектированы судовые котлы с сальниковыми топками пролетного и обратного типов с плоскими сварными днищами и ряд паровозных котлов с сальниковыми топками с полной заменой топочных связей ребрами.



# ЧАСТЬ I

## Глава I

### НЕСОСТОЯТЕЛЬНОСТЬ ТЕРМИНА «УСТАЛОСТЬ» МЕТАЛЛОВ И РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ СТАЛИ НА ВЫНОСЛИВОСТЬ

#### 1. Основоположники теории «усталости» об усталости

При исследовании стальных образцов, взятых из различно напряженных зон материалов, подвергнутых испытаниям на «усталость», удалось обнаружить, что основные характеристики, как-то: величина временного сопротивления разрыву, удлинение, сужение в шейке, предел пропорциональности, предел текучести, у исследованных образцов были почти идентичны с характеристиками образцов, не подвергнутых исследованиям на выносливость. То же следует сказать и о твердости. В стальных образцах, подвергнутых исследованию на усталость, не удалось обнаружить никакой значительной разницы между числами твердости в местах разрушения по сравнению с числами твердости в местах, не подверженных напряжениям.

Как указано во введении, при исследовании на усталость разных сортов сталей было замечено, что предел выносливости на изгиб при вращении весьма близок к пределу пропорциональности, а часто и к пределу текучести, т. е. разрушение от усталости имеет место тогда, когда петли гистерезиса достигают весьма больших размеров.

Изломы деталей машин часто объясняют усталостью, не интересуясь при этом величиной напряжений в местах излома. При проверке величин напряжений у деталей судовых машин в местах излома выявляется, что нередко величины этих напряжений не превышают 200—300 кг/см<sup>2</sup>.

Ниже приведены основные положения об усталости, принятые основоположниками теории «усталости» (см. Мур и Коммерс, Усталость металлов, дерева и бетона, перевод с английского, под редакцией П. В. Сахарова, изд. 1929 г.).

Велер (стр. 17) полагал, что «железнодорожные оси и валы могут подвергаться усилиям, равным пределу выносливости», которые, как правило, близки к пределу текучести.

Баушингер (стр. 18) считает, что «повторные напряжения в пределах от нуля до некоторого верхнего предела, который совпадает или близко подходит к пределу упругости, или, что то же, к пределу выносливости, не вызывают разрушения».

«Любое число повторений нагрузки не изменяет структуры материала и не понижает его временного сопротивления по отношению к статической нагрузке».

Берстоу (стр. 22): «Верхним пределом всякого цикла напряже-

ний должно служить напряжением, несколько меньшее предела текучести».

Джиллькрист (стр. 23): «Образец без пороков может выдержать без разрушения неопределенное число повторений напряжения, изменяющегося от нуля до величины, близкой к разрушающему усилию. Образец без порсков может выдержать неопределенное число повторений нагрузки, изменяющейся от некоторой величины растяжения до равной ей величины сжатия, причем оба эти значения могут быть больше обычного первоначального предела упругости».

Гаф, Генсен, Мур, Коммерс (стр. 26) обнаруживают интересное свойство, заключающееся в том, что «предел выносливости при разрушениях от усталости лежит выше статического предела текучести материала».

Гаф и Генсен (стр. 27) нашли, что «при напряжениях ниже предела упругости признаков деформации зерен не обнаружено», и считают, что «появление линии сдвига не является признаком наступающего разрушения от усталости».

Мур и Коммерс (стр. 27) также подтверждают, что «предел выносливости выше условного предела упругости для различных сортов стали».

Мур, Джеспер, Мак Адам, Лессалье (стр. 27) говорят о том же для цветных металлов.

Мак Адам (стр. 27) нашел, что «для всех чистых металлов и твердых растворов металлов, которые он испытывал в отожженном состоянии, предел выносливости выше, чем предел упругости по Джонсону».

Гэст и Ли (стр. 31): «Имеется некоторая амплитуда напряжений ниже предела выносливости, при которой образуются петли гистерезиса, но которая не вызывает разрушения при повторении напряжений».

Гаф, Генсен, Мур и Коммерс (стр. 40): «Совершенная упругость является несущественной для бесконечной выносливости».

На основании авторитетных заявлений исследователей «усталости» металлов можно прийти к выводам, что коленчатые валы должны были бы безболезненно выносить напряжения до 2700—3000 кг/см<sup>2</sup>, а они нередко ломаются при напряжениях в 300 кг/см<sup>2</sup>. Очевидно, здесь дело не в усталости металлов.

Усталость металла — термин искусственный, от которого следует отказаться, как отказался от него и сам Велер, заявляя, что «железнодорожные оси и валы могут подвергаться усилиям, равным пределу выносливости». При этом, конечно, нельзя отрицать явления гистерезиса.

Что же касается пределов выносливости стали при разных нагрузках, то их необходимо изучать особенно тщательно с учетом влияния всех факторов, снижающих пределы выносливости.

## 2. Исследования на выносливость осевой, валовой и специальной стали

В механической лаборатории завода «Красное Сормово» нами были проведены исследования на выносливость ряда сортов сталей: а) обычной осевой стали, идущей на изготовление валов и большинства деталей в судовом машиностроении; б) валовой стали, которая по качеству выше обычной осевой, но применяется реже вследствие большой трудности изготовления из нее валов; в) одной из легированных специальных сталей. Валовая сталь была исследована при шести видах термобработки.

Пределы выносливости обычной осевой стали были изучены на образцах, взятых из паровозной оси № 570 и из двух вагонных осей № 16310 и 16311, изготовленных заводом «Красное Сормово».

На рис. 1 показан серный отпечаток, на рис. 2 дана макроструктура и на рис. 3—микроструктура<sup>1</sup> паровозной оси, дающие представление о включениях серы и фосфора, а также микроструктурного



Рис. 1. Серный отпечаток материала паровозной оси, исследованного на выносливость.



Рис. 2. Макроструктура материала паровозной оси.



Рис. 3. Микроструктура материала паровозной оси.

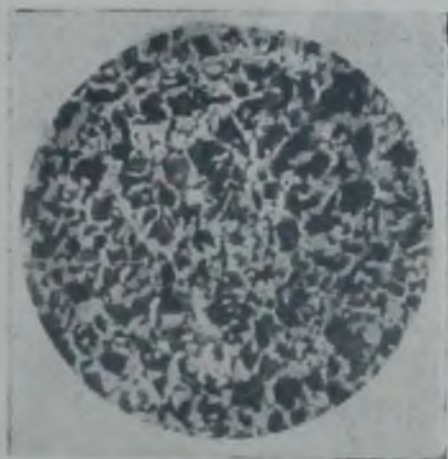


Рис. 4. Микроструктура валовой стали после проката.

строения, типичного для стали средней твердости, употребляемой для большинства деталей в машиностроении.

Валовая сталь была взята для исследования из плавки № 32482 завода «Красное Сормово». Отливка этой болванки происходила сифонным способом.

Химический анализ плавки (в %): С — 0,50, Mn — 0,70, Si — 0,35, P — 0,038, S — 0,026, Cu — 0,11.

<sup>1</sup> Все снимки микроструктуры сделаны при 10-кратном увеличении.

Размер болванки сверху —  $270 \times 270$  мм и внизу —  $235 \times 235$  мм; высота — 1050 мм, вес — 460 кг. Болванка была прокатана на прутки диаметром в 22 мм, причем начальная температура прокатки была в пределах от  $1130$  до  $1160^\circ$ . Прокатка была закончена при температуре  $820^\circ$ .

Для исследования была взята сталь шести видов термической обработки:

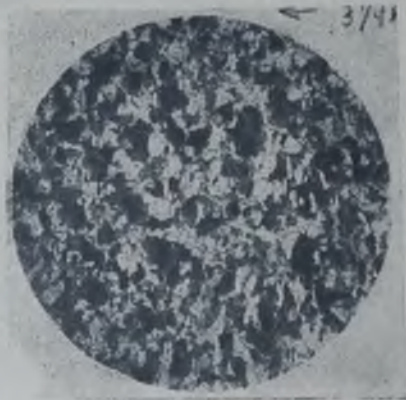


Рис. 5. Микроструктура валовой стали после отжига.

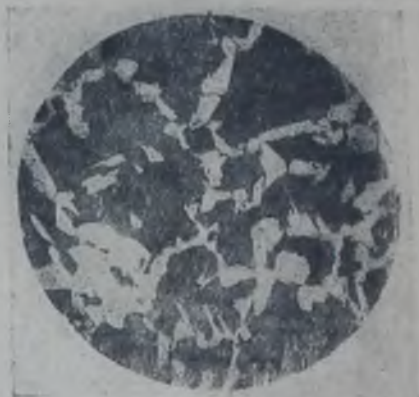


Рис. 6. Микроструктура валовой стали после перегрева до  $1150^\circ$ .

- а) сталь непосредственно из проката (рис. 4);
- б) та же сталь из проката, но с последующим отжигом до  $820^\circ$  с выдержкой в 45 минут и охлаждением вместе с печью (рис. 5);
- в) катаная сталь, перегретая до  $1150^\circ$  с выдержкой в один час и с последующим охлаждением в песке (рис. 6);

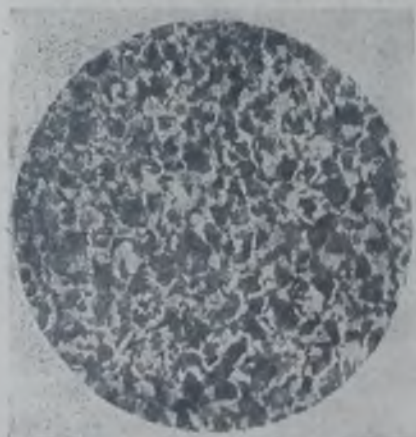


Рис. 7. Микроструктура валовой стали после перегрева до  $1150^\circ$  и последующего отжига.



Рис. 8. Микроструктура валовой стали после перегрева до  $1300^\circ$ .

- г) катаная сталь, перегретая до  $1150^\circ$  с выдержкой в один час, с последующим отжигом при  $820^\circ$  с выдержкой в 45 минут и с охлаждением после отжига вместе с печью (рис. 7);

д) катаная сталь, перегретая до 1300° с выдержкой в печи в один час и с последующим охлаждением в песке (рис. 8);

е) та же катаная сталь, перегретая до 1300° в течение одного часа, с последующим охлаждением в песке и с отжигом при температуре в 820° с выдержкой в 45 минут (рис. 9).

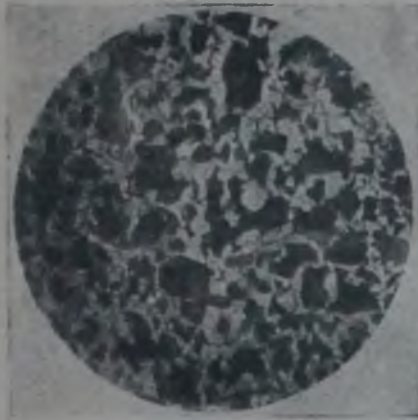


Рис. 9. Микроструктура валовой стали после перегрева до 1300° и последующего отжига.



Рис. 10. Микроструктура хромо-молибденовой стали.

Термически обрабатывались нарезанные прутки-заготовки для образцов, а образцы на знакопеременный изгиб были термически обработаны не в прутках, а в строганом виде перед окончательной отделкой.

Специальная сталь (хромо-молибдено-ванадиевая сталь) имела следующий химический состав (в %): С — 0,31, Мп — 0,38, Si — 0,20, Р — 0,01, S — 0,01, Cr — 1,13, Мо — 0,41, V — 0,38%. Термо-

Таблица 2

Механические свойства валовой и осевой стали

Наименование материалов	Диаметр в мм	Площадь сечения образца в мм	Расчетная длина образца в мм	Нагрузка в кг	Временное сопротивление при растяжении в кг/мм <sup>2</sup>	Нагрузка, соответствующая пределу пропорциональности в кг	Напряжение при пределе пропорциональности в кг/мм <sup>2</sup>	Относительное удлинение в процентах	Диаметр в месте разрыва в мм	Относительное сужение в процентах	Предел выносливости в кг/мм <sup>2</sup>			Отношение пределов выносливости к		
											на изгиб приращении	при знакопеременном кручении	при знакопеременном изгибе	сопротивлению разрыву	пределу текучести	пределу пропорциональности
Образцы Н	11,30	100,3	51,0	5480	54,5	2600	26,0	24,7	7,8	52,3	25,3	11,0	11,8	0,457	0,962	0,436
Образцы О	11,26	99,6	51,0	5500	55,2	2800	28,1	26,6	7,8	51,9	25,3	11,0	11,8	0,457	0,962	0,436
Образцы Р	11,27	99,8	51,0	5440	54,6	2470	24,0	27,2	8,0	49,5	25,3	11,0	11,8	0,457	0,962	0,436
Среднее	11,28	99,9	51,0	5507	55,1	2600	26,03	25,2	7,85	51,2	25,3	11,0	11,8	0,467	0,962	0,436

обработка стали — обычная цеховая. Микроструктура этой стали показана на рис. 10.

Из смежных мест, откуда брались образцы для изучения выносливости, были изготовлены образцы для исследования механических свойств, как-то: предела пропорциональности, предела текучести, временного сопротивления материала растяжению, относительного

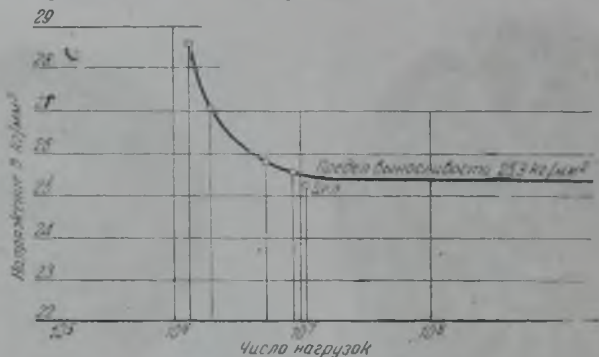


Рис. 11. Диаграмма выносливости на изгиб при вращении образца осевой стали серии «Н».

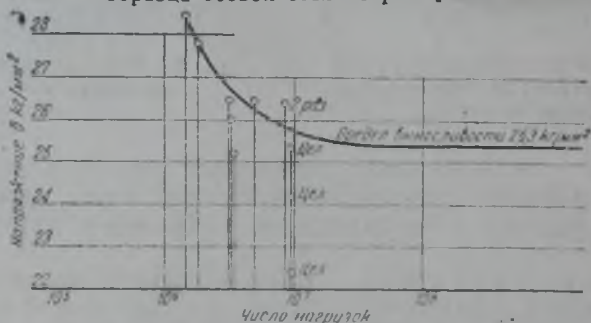


Рис. 12. Диаграмма выносливости на изгиб образца материала паровой оси серии «С».

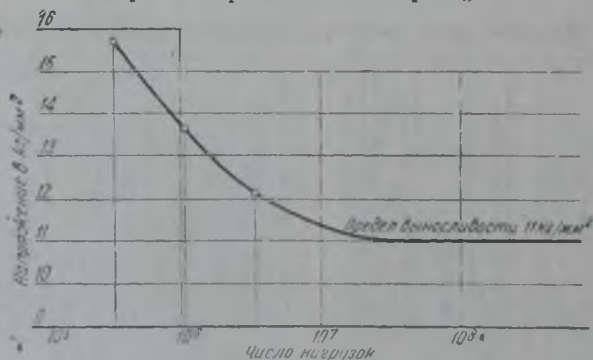


Рис. 13. Диаграмма выносливости образца осевой стали серии «Р» при знакопеременном кручении.

удлинения и относительного сжатия. Кроме того, были взяты образцы на определение ударной вязкости. Твердость определялась непосредственно в головках разрывных образцов. Результаты механических испытаний осевой стали приведены в таблице 2, а на рис. 11, 12 и 13 приведены диаграммы испытаний на выносливость образцов из этой стали: на рис. 11 — диаграмма выносливости на изгиб при вращении образца из материала вагонной оси серии «Н», на рис. 12 — то же для

образца из материала паровозной оси серии «С», а на рис. 13 — диаграмма выносливости той же стали при знакопеременном кручении.

Результаты механических испытаний валовой и осевой сталей повышенного качества ( $C — 0,50\%$ ,  $Mn — 0,51\%$ ,  $Si — 0,32\%$ ) приведены в таблице 3.

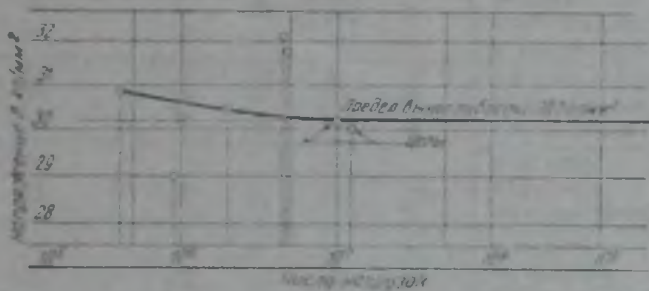


Рис. 14. Диаграмма выносливости на изгиб при вращении валовой стали непосредственно из проката.

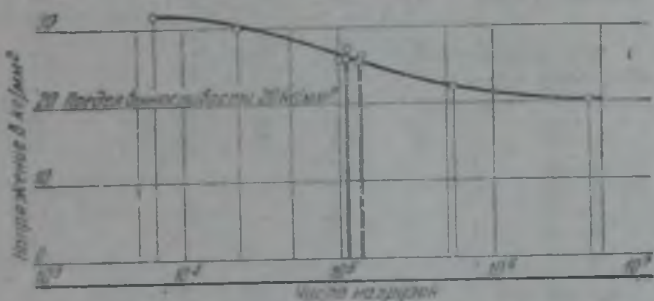


Рис. 15. Диаграмма выносливости валовой стали, взятой непосредственно из проката, при знакопеременном кручении.

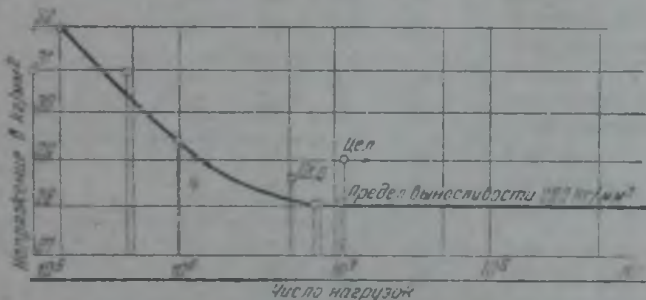


Рис. 16. Диаграмма выносливости на изгиб при вращении валовой стали, перегретой до  $1150^{\circ}$ .

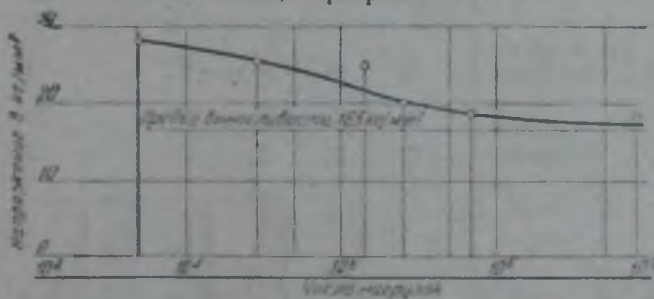


Рис. 17. Диаграмма выносливости валовой стали, перегретой до  $1150^{\circ}$ , при знакопеременном кручении.

На рис. 14 дана диаграмма выносливости на изгиб при вращении, а на рис. 15 — диаграмма выносливости при знакопеременном кручении. Обе диаграммы — для катаной валовой стали (первая строка таблицы 3).

Механические свойства валовой и осевой стали повышенного качества

Таблица 3

Термическая обработка	Испытания на разрыв							Испытание на удар (по Шарпи) в кг/мм <sup>2</sup>	Испытания на твердость			Испытания на выносливость			Отношение предела выносливости на изгиб при вращении			
	размер образца		временное сопро- тивление в кг/мм <sup>2</sup>	предел текуче- сти в кг/мм <sup>2</sup>	предел пропор- циональности в кг/мм <sup>2</sup>	относительное удлинение в про- центах	относительное сужение в про- центах		по Бринелю 10/3000/30	по Виккерсу 30/10/2/3	по Роквеллу С/150	на изгиб при вращении в кг/мм <sup>2</sup>	при переменном кручении в кг/мм <sup>2</sup>	соотношение между предела- ми выносливости	к временному сопротивлению разрыву	к пределу текуче- сти	к пределу про- порциональности	
	диаметр в мм	расчетная длина в мм																
Катаная сталь . . .	11,29	51	71,8	38,3	36,05	22,4	53,2	5,0	—	195	208	30,7	30,2	20	0,667	0,421	0,780	0,838
Катаная сталь после перегрева до 1150°	11,29	51	70,2	31,5	29,5	20,3	43,6	3,2	4,65	167	174	27,0	28,0	16,5	0,590	0,399	0,890	0,949
Катаная сталь после перегрева до 1300°	11,29	51	74,8	30,1	28,05	16,5	36,8	2,9	—	147	148	22,1	27,1	15	0,555	0,363	0,900	0,967
Катаная сталь после отжига до 820°	11,29	51	67,8	35,6	32,5	23,1	49,0	4,0	4,65	166	178	26,9	29,1	18	0,640	0,431	0,820	0,894
Катаная сталь после отжига до 820° с предварительным перегревом до 1150° . . . . .	11,29	51	69,5	33,0	31,0	27,7	47,2	4,7	4,70	164	164	25,8	29,1	16,5	0,565	0,419	0,881	0,940
Катаная сталь после отжига до 820° с предварительным перегревом до 1300° . . . . .	11,29	51	67,1	32,0	30,0	22,8	47,1	3,8	5,00	144	143	21,4	29,1	16	0,550	0,438	0,909	0,970



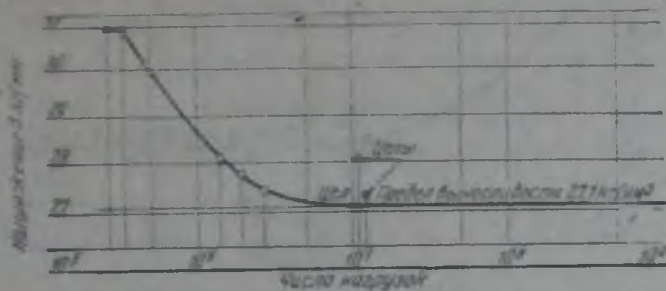


Рис. 18. Диаграмма выносливости на изгиб при вращении образца валовой стали, перегретой до 1300°.

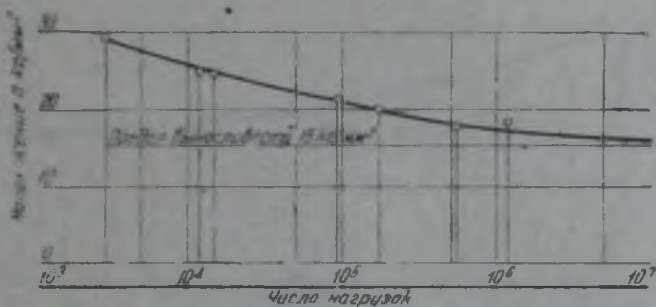


Рис. 19. Диаграмма выносливости валовой стали, перегретой до 1300°, при знакопеременном кручении.

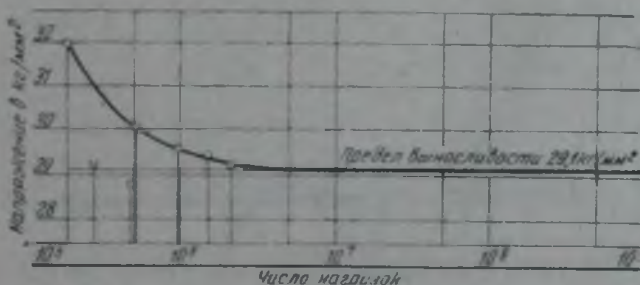


Рис. 20. Диаграмма выносливости на изгиб при вращении образца валовой стали, отожженной после проката.

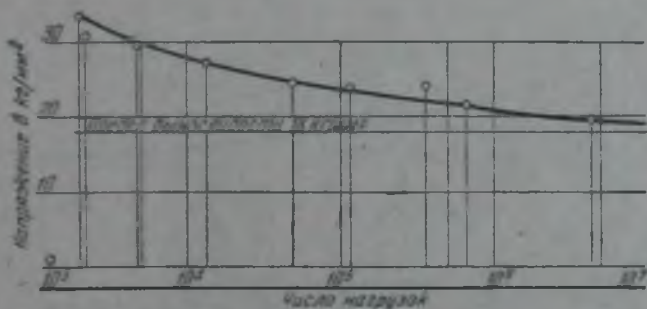


Рис. 21. Диаграмма выносливости валовой стали, отожженной после проката, при знакопеременном кручении.

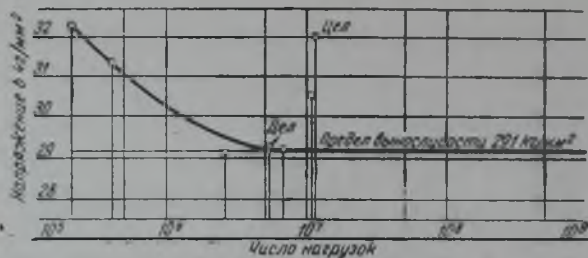


Рис. 22. Диаграмма выносливости на изгиб при вращении образца валовой стали после нагрева до  $1150^{\circ}$  и последующего отжига.

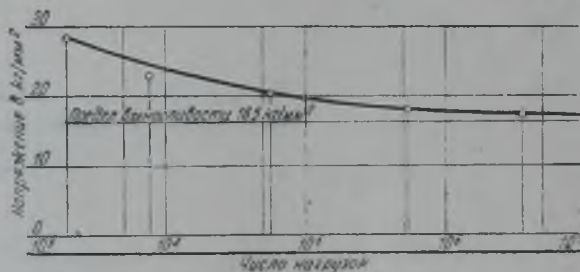


Рис. 23. Диаграмма выносливости валовой стали после нагрева до  $1150^{\circ}$  и последующего отжига при знакопеременном кручении.

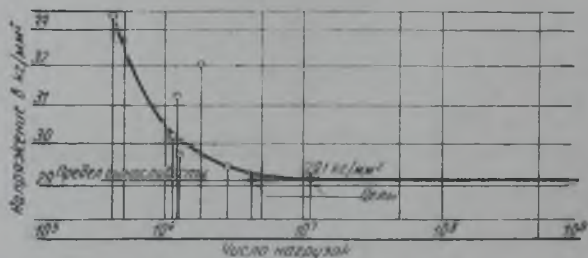


Рис. 24. Диаграмма выносливости валовой стали на изгиб при вращении после перегрева до  $1300^{\circ}$  и последующего отжига.]



Рис. 25. Диаграмма выносливости валовой стали после перегрева до  $1300^{\circ}$  и последующего отжига при знакопеременном кручении.

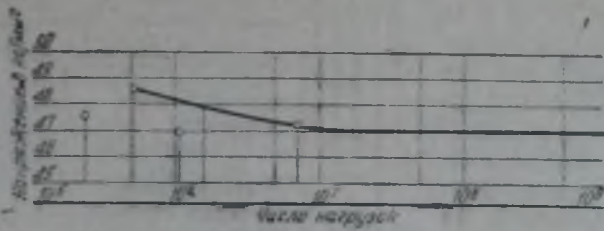


Рис. 26. Диаграмма выносливости на изгиб при вращении образца хромо-молибдено-ванадиевой стали.

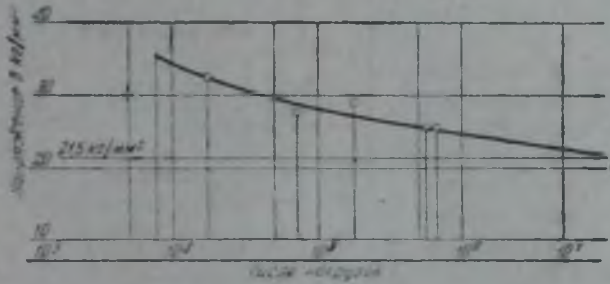


Рис. 27. Диаграмма выносливости хромо-молибдено-ванадиевой стали при знакопеременном кручении.

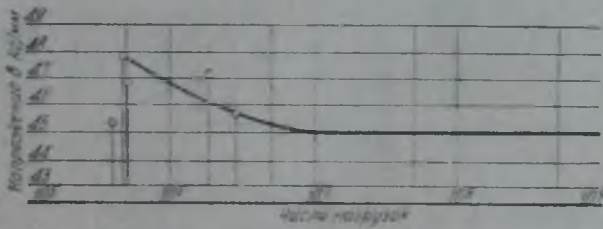


Рис. 28. Диаграмма выносливости на изгиб при вращении образца хромо-молибдено-ванадиевой стали.

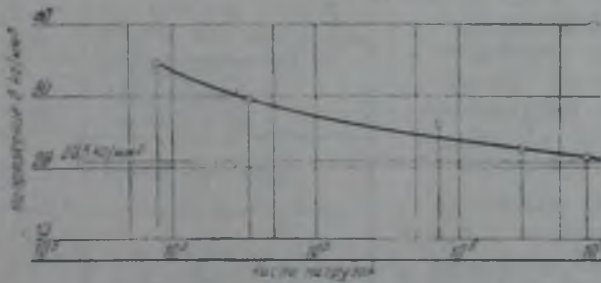


Рис. 29. Диаграмма выносливости хромо-молибдено-ванадиевой стали при знакопеременном кручении.

На рис. 16 дана диаграмма выносливости на изгиб при вращении, а на рис. 17 — при знакопеременном кручении той же валовой катаной стали после перегрева до 1150° (вторая строка таблицы 3).

На рис. 18 дана диаграмма выносливости на изгиб при вращении, а на рис. 19 — при знакопеременном кручении катаной стали после перегрева до 1300° (третья строка таблицы 3).

На рис. 20 приведена диаграмма выносливости на изгиб при вращении, а на рис. 21 — при знакопеременном кручении катаной стали после отжига до 820° (четвертая строка таблицы 3).

На рис. 22 дана диаграмма выносливости на изгиб при вращении, а на рис. 23 — при знакопеременном кручении катаной стали после отжига до 820° с предварительным перегревом до 1150° (пятая строка таблицы 3).

На рис. 24 дана диаграмма выносливости на изгиб при вращении, а на рис. 25 — при знакопеременном кручении катаной стали после отжига до 820° с предварительным перегревом до 1300° (шестая строка таблицы 3).

Результаты механических испытаний хромомолибдено-ванадиевой стали сведены в таблицу 4.

На рис. 26 приведена диаграмма выносливости на изгиб при вращении обрезка № 1 из этой стали, на рис. 27 — диаграмма выносливости при знакопеременном кручении обрезка № 2, на рис. 28 — диаграмма выносливости

Таблица 4

Результаты испытаний стали

Кольца	Номер образца	Испытания на разрыв						Испытания на твердость	Соотношение между крепостью на разрыв и твердостью		Испытания на усталость			Описание предела выносливости на изгиб при вращении		
		временное сопротивление в кг/мм <sup>2</sup>	предел текучести в кг/мм <sup>2</sup>	предел прочности в кг/мм <sup>2</sup>	относительное удлинение в проц.	относительное сужение в проц.	Испытания на разрыв по Бринеллю 10/3000/30		по Виккерсу 30/10/2/3	по Роквеллу С/150/8	на изгиб при вращении в кг/мм <sup>2</sup>	при переменном кручении в кг/мм <sup>2</sup>	соотношение между пределами выносливости	к временному сопротивлению	к пределу текучести	к пределу прочности
Обрезок 1 . . . .	1/1	86,2	70,1	66,1	18,8	67,8	3,83	281	35,5	0,342	—	—	—	0,545	0,671	0,711
	5/1	86,2	70,1	66,1	18,6	68,3	3,85	272	35,0	0,348	—	—	—	0,545	0,671	0,711
Обрезок 2 . . . .	1/2	84,3	70,3	65,1	19,6	68,7	3,85	275	36,0	0,340	—	—	—	0,255	0,306	0,331
	5/2	84,4	68,0	64,8	19,2	68,8	3,90	275	35,5	0,350	—	—	—	0,255	0,313	0,333
Обрезок 3 . . . .	1/3	80,9	68,3	63,1	19,6	68,7	3,95	260	35,0	0,344	—	—	—	0,556	0,659	0,745
	5/3	82,5	68,4	62,0	14,2	68,6	3,93	269	36,0	0,347	—	—	—	0,545	0,658	0,758
Обрезок 4 . . . .	1/4	82,5	68,6	63,6	19,4	68,6	3,90	263	34,5	0,342	—	—	—	0,248	0,300	0,323
	5/4	82,7	66,2	61,7	19,2	69,6	3,93	260	34,0	0,347	—	—	—	0,248	0,309	0,333



Рис. 30. Машина для определения выносливости на изгиб при вращении.



Рис. 32. Машина для определения выносливости при знакопеременном кручении.

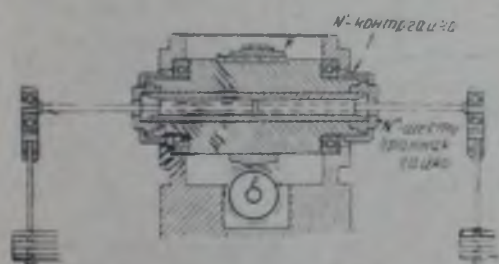


Рис. 31. Схема машины для определения выносливости на изгиб при вращении.

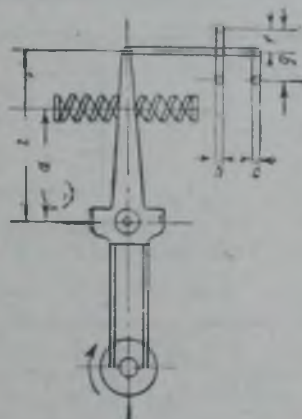


Рис. 33. Схема машины для определения выносливости при знакопеременном кручении.

на изгиб при вращении обрезка № 3, а на рис. 29 — при знакопеременном кручении обрезка № 4.

Машины, на которых производились исследования на выносливость, представлены на рис. 30—35. На рис. 30 показана машина типа Велера для исследования выносливости на изгиб при вращении, а на рис. 31

дана схема этой машины. На рис. 32 показана машина для изучения выносливости при знакопеременном кручении, а на рис. 33 приведена схема указанной машины.

На рис. 34 и 35 даны общий вид и схема машины для определения выносливости при знакопеременном изгибе.

На рис. 36 и 37 показаны эскизы образцов для испытания на вынос-



Рис. 34. Машина для определения выносливости плоских образцов при знакопеременном изгибе.

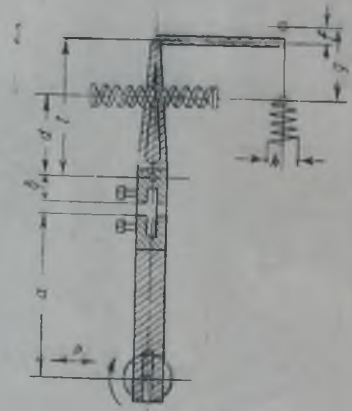


Рис. 35. Схема машины для определения выносливости плоских образцов при знакопеременном изгибе.

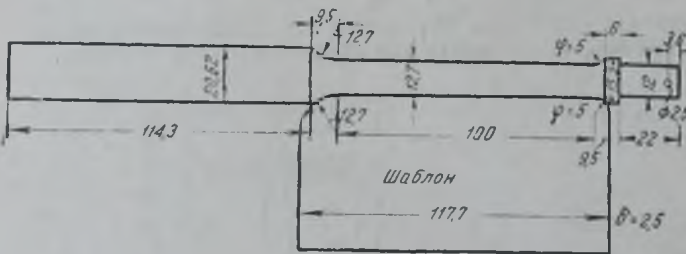


Рис. 36. Образец цилиндрической формы для испытания выносливости на изгиб при вращении.

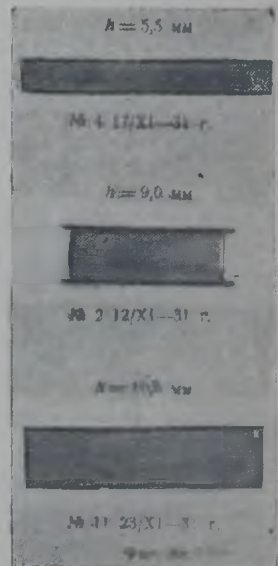


Рис. 38. Образцы записи при определении выносливости при знакопеременном кручении и изгибе.

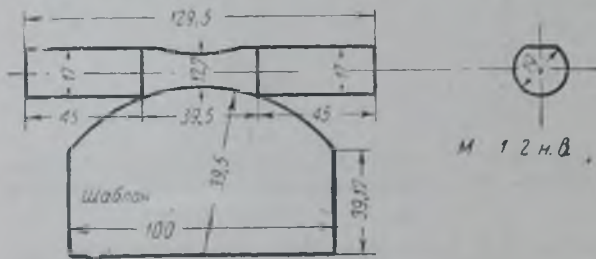


Рис. 37. Образец для испытания выносливости при знакопеременном кручении с локализацией напряжения в середине образца;

ливость на изгиб при вращении и при знакопеременном кручении.

На рис. 38 даны образцы записи ординат усилий машины Улптон-Льюис при знакопеременном изгибе. Точно такая же запись производится и на машине для изучения выносливости при знакопеременном кручении.

На рис. 39, 40 и 41 показаны изломы образцов из валовой стали, исследованных на выносливость при знакопеременном кручении. Образ-



Рис. 39. Характер разрушения образца при знакопеременном кручении при высоких напряжениях.



Рис. 40. Характер разрушения образца при знакопеременном кручении при несколько пониженных напряжениях.



Рис. 41. Характер разрушения образца при знакопеременном кручении при напряжениях, близких к пределу выносливости.

цы сломались при различных напряжениях и выдержали: первый — 48 000, второй — 480 000 и третий — 4 000 000 циклов.

Сравнивая пределы выносливости на изгиб при вращении и при знакопеременном кручении, получаем для изученных сталей следующие данные:

Отсюда следует вывод, что ответственные детали необходимо изготавливать из качественных сталей, так как они дают почти удвоенные пределы выносливости, а стоимость качественных сталей не намного выше стоимости сталей обычных марок.

Кроме того, надо отметить следующее:

1) предел выносливости на изгиб при вращении лежит в среднем на 15% для валовой стали и на 33% для специальной стали ниже величины, соответствующей пределу текучести;

2) предел выносливости на изгиб при вращении в среднем для всех термообработок для осевой стали на 5% и для специальной стали на 29% ниже ее предела пропорциональности;

3) перегрев стали снижает величину предела выносливости тем больше, чем выше температура перегрева, но не более чем на 10%, как это было определено для стали, употребляемой на изготовление валов;

Наименование стали	Предел выносливости	
	на изгиб при вращении в кг/мм <sup>2</sup>	при знакопеременном кручении в кг/мм <sup>2</sup>
Осевая . . . . .	25,3	11,8
Валовая после проката . . . . .	30,2	20
Хромо-молибденованадиевая . . . .	45,8	22

4) предел выносливости перегретой стали при знакопеременном кручении снижается на 25%;

5) отжиг перегретой стали, как и следовало ожидать, повышает пределы выносливости.

Полученные нами величины пределов выносливости на изгиб при вращении и при знакопеременном кручении для осевой, валовой и специальной стали не расходятся с данными о пределах выносливости, полученными рядом отечественных и зарубежных исследователей.

Как в нашем исследовании, так и в других отмечается, что предел выносливости по основной деформации, которой подвергается большинство деталей при работе, близок к пределу пропорциональности, а иногда и к пределу текучести материала. Это обстоятельство заставляет еще раз подчеркнуть, что нельзя при объяснении причины аварии ограничиваться ссылкой на усталость металла: надо всегда стараться установить факторы, которые могли вызвать в месте излома детали напряжения, превосходящие величину временного сопротивления материала, не забывая, что поломка не может произойти при величине напряжения, равного допускаемому, какой бы продолжительный срок деталь ни работала.

Такой метод исследования обуславливает возможность даже при анализе небольшого числа аварий выявить истинную причину поломки, как-то: быстрый нагрев и охлаждение деталей, неправильность или нерациональность конструкции, разверка осевых линий, неточность монтажа и т. д. При этом отпадает надобность объяснять поломки деталей усталостью металла, форсированной работой, наличием старой трещины, недоброкачеством материала и тому подобными совершенно необоснованными и неубедительными причинами.

Уверенность в том, что у правильно сконструированной и изготовленной детали не может быть поломки от усталости, дает возможность конструктору при расчете смело ориентироваться на более высокие величины рабочих напряжений.

В мае 1941 года в Институте машиноведения Академии наук СССР было проведено совещание по динамической прочности деталей машин. Большинство участников совещания высказывало мнение, что причиной поломки деталей машин является усталость металлов. Так, в тезисах доклада проф. доктора И. А. Одингга и инж. Ф. В. Куликова «Вопросы прочности металлов в электромашиностроении» указывалось:

«Быстроходность деталей электрических машин создает все необходимые условия для проявления усталости металлов».

«Анализируя причины аварий различных электрических машин, можно очень часто видеть типичные усталостные изломы детали, сломавшейся первой и вызвавшей своим разрушением аварию всей машины».

«Массивность деталей крупных электрических машин вызывает в них часто многие пороки металлургического характера».

«Сварка, даже тщательно проведенная, может в значительной степени снизить усталостную прочность деталей».

«Машины, выпущенные с валами с приварными ребрами, почти все потерпели аварии. Термическая обработка снижает остаточные напряжения, возникающие при сварке, но не восстанавливает усталостную прочность».

Во время доклада был продемонстрирован снимок с вала ротора диаметром в 700 мм, сломавшегося через день работы с «усталостным характером излома» (кавычки наши).

Сопоставляя приведенные тезисы с фактом поломки нового вала ротора диаметром в 700 мм, а также с поломками почти всех машин,



выпущенных с приварными ребрами, необходимо притти к выводу, что объяснять поломку машин усталостью металла нет никаких оснований. Как вал ротора, так и валы с приварными ребрами сломались от больших остаточных напряжений, появившихся от резких перепадов тепла по толще валов при их изготовлении и от возникающих при резких перепадах тепла внутренних и наружных трещин.

Следует еще раз отметить, что усталость металла при объяснении причин изломов машин есть термин искусственный; причина поломок деталей машин лежит не в усталости металла, а в резких перепадах температур по толще деталей. Так, усталостным изломом от изгиба при вращении принято называть излом с засветленной зоной на периферии поперечного сечения и со свежим изломом в середине оси или вала. Более вероятным является утверждение, что этот излом с засветлением периферийной зоны чаще происходит от трещин, образовавшихся в детали при ее обработке без соблюдения правильного температурного режима, или от трещин, получившихся от нагревания или резкого охлаждения нагретых деталей при эксплуатации, а не от усталости.

На той же конференции было заслушано сообщение кандидата технических наук Г. В. Ужик о том, что предел выносливости образцов стали диаметром в 300 мм в два раза ниже по сравнению с пределом выносливости такой же стали при диаметре образцов в 12,5 мм. Здесь, естественно, сказались наличие температурных перепадов при изготовлении болванки для образцов большого диаметра. И если бы кривую выносливости стали, приведенную в докладе, распространить на детали диаметром в 400, 500, 600 и 700 мм, то предел выносливости упал бы до чрезвычайно малой величины, и отсюда становится ясным вопрос о причине поломок валов роторов диаметром в 700 мм (см. рис. 42—диаграмму снижения предела выносливости стали в зависимости от диаметра образцов, в нашей интерпретации).

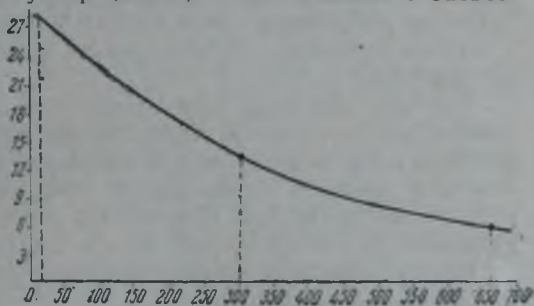


Рис. 42. Диаграмма снижения предела выносливости в зависимости от диаметра исследуемых образцов.

## Глава II

### ТИПОВЫЕ РАСЧЕТЫ ДЕТАЛЕЙ СУДОВЫХ ПАРОВЫХ МАШИН<sup>1</sup>

#### 1. О допускаемых напряжениях

Стахановское движение на транспорте обусловило пересмотр мощностей судов в сторону увеличения. Наряду с другими мероприятиями в этой области в отдельных случаях повышалось рабочее давление в паровых котлах и увеличивались отсечки в паровых машинах. Те и другие мероприятия вызывают увеличение нагрузок в деталях судовых машин, что в свою очередь повышает напряжения. С увеличением расчетных нагрузок, естественно, встал вопрос о пересмотре допускаемых

<sup>1</sup> Глава написана М. И. Волским и ассистентом Н. С. Фокичевым.

напряжений и коэффициентов безопасности, а также о проверке деталей на прочность.

Существующие по настоящее время величины допускаемых напряжений для деталей судовых машин, приводимые в различных технических справочниках и в курсах сопротивления материалов и деталей машин (Хютте, Худяков, Бах и др.), весьма разнородны, некоторые из них имеют более чем полувековую давность и очень занижены, поэтому необходимо коренным образом переработать принимаемые до сих пор при расчете деталей машин на прочность величины допускаемых напряжений (таблица 5).

Подсчет напряжений в деталях судовых механизмов, приводимый ниже, показывает, что напряжения, имеющие место в шейках валов, в пальцах, щеках кривошипов и в ряде других деталей паровых машин, зачастую работающих десятки лет без поломок, превышают в два раза, а иногда и более, рекомендуемые до сих пор величины допускаемых напряжений.

Так как величины принимаемых напряжений в деталях во многом зависят от методики расчета, причем методика эта бывает иногда чрезвычайно сложна и для оперативной работы неудобна, в дальнейшем изложении приняты оправдавшие себя на практике упрощенные методы расчета, позволяющие без особых затруднений выявлять величины напряжений в ответственных деталях.

Ниже приведены схемы расчетов следующих главнейших деталей судовых установок:

- 1) гребных валов без опоры на обносе;
- 2) гребных валов с опорой на обносе;
- 3) средних валов пароходов с приводными машинами;
- 4) средних валов машин компаунд;
- 5) коленчатых валов пароходов с приводными машинами тройного расширения;
- 6) кривошипов;
- 7) поперечин;
- 8) шатунов и штоков;
- 9) крышек паровых цилиндров и золотниковых коробок.

Кроме того, дан метод определения составляющих сил в кривошипно-шатунном механизме.

При поверочном расчете на сложное сопротивление деталей судовых паровых машин существующих пароходов вполне возможно величину допускаемых напряжений в деталях судовых машин, работающих на изгиб и кручение, принимать в пределах от 900 до 1200 кг/см<sup>2</sup>; при этом низший предел, как правило, следует относить к материалам деталей, о которых нет данных, или к материалам с пониженной крепостью, а высший предел — к стали № 5 с временным сопротивлением растяжению от 5000 до 6000 кг/см<sup>2</sup>. Указанные величины допускаемых напряжений приняты равными половине величины пределов выносливости из осевой стали с пониженным содержанием углерода, из которой часто изготовлялись валы.

Предел выносливости осевой стали колеблется от 1800 до 2500 кг/см<sup>2</sup>.

При особенно тщательном уходе и хорошей смазке возможно допускать к работе детали с напряжениями, превышающими на 10% величины, указанные выше, а именно: вместо 900 кг/см<sup>2</sup>, относимых к «мягкой» стали и к стали неизвестного качества, можно допускать до 1000 кг/см<sup>2</sup> и вместо 1200 кг/см<sup>2</sup> для стали № 5 — до 1320 кг/см<sup>2</sup>.

Неравномерность хода машины и возможность оголения одного из колес учитываются общим коэффициентом  $C = 1,5$ , на который следует умножить величину крутящего момента, найденного для одного колеса.

Величины допускаемых напряжений, рекомендуемые различными авторами

Наименование детали	Место и род напряжения	Материалы	Величина допускаемых напряжений в кг/см <sup>2</sup>				
			по Бауэру	по Бриксу	по Поль-гаузену	по Баху	по Ротшеру
Шатун	Кривошипная головка и болты на разрыв . . . . .	Сталь	350—500	350—500	500	—	—
	Кривошипная головка и накладка на изгиб . . . . .	Кованое железо	400—700	300—700	600—800	—	500—800
Коренной вал	Тело вала только на кручение . . .	Сталь	240—320	240—320	—	—	260—320
	Тело вала на сложное сопротивление . . . . .	Сталь	—	—	600	—	600—800
	Шейка вала на удельное давление .	Белый металл	14—16	14—16	25	16—20	15—25
	Шейка вала на нагревание . . . .	Белый металл	—	—	10	4—10—21	15—20
		Железо	400—700	300—700	600—800	—	500—800
Коренные подшипники	Крышка подшипника на изгиб . . .	Сталь	—	—	800—1000	—	—
	Болты подшипников на растяжение	Сталь	220—300	220—300	—	—	400—600
Поршень и самопружинящие кольца	Тело поршня на изгиб . . . . .	Сталь	—	—	200	—	250—300
		Чугун	—	—	—	350	—
	Тело поршня на растяжение . . .	Сталь	—	—	—	150	—
		Чугун	—	—	—	—	—

Расчет шатунов и штоков производится по формуле Тетмайера:

$$\sigma_k = 3350 \left( 1 - 0,00185 \frac{L}{r} \right),$$

где:  $L$  — длина шатуна;

$r$  — наименьший радиус инерции.

Отношение критического напряжения, определяемого по формуле Тетмайера, к напряжению сжатия, исчисленного по обычным формулам, должно давать пяти — восьмикратный запас прочности.

Допускаемое напряжение в шпильках и болтах можно принимать в пределах от 400 до 500 кг/см<sup>2</sup> без учета натяга, относя меньшую величину допускаемого напряжения к болтам и шпилькам с  $d < 25$  мм.

Величина допускаемых напряжений в крышках цилиндров паровых машин и в золотниковых коробках должна приниматься в пределах от 300 до 350 кг/см<sup>2</sup>. Расчет крышек следует производить по формулам Баха для пластинок.

При тщательном уходе и обильной и доброкачественной смазке удельное давление на вкладыши рамовых подшипников, залитых баббитом, можно допускать до 40 кг/см<sup>2</sup> и выше.

При наличии напряжений выше указанных величин следует при первом же ремонте судна заменить деталь более надежной или, оставив ее как опытную, взять под особо строгий надзор и в то же время иметь для смены запасную деталь.

Так как при конструировании деталей судовых машин не учитывались напряжения от удара колес о лед, берега и подводные предметы, то следует избегать работать во льду, а в случае вынужденной работы судна во льду работать на тихом ходу.

Ввиду больших напряжений, возникающих в валах и других деталях судовых машин при быстром нагреве трущихся частей, обуславливающих высокие местные напряжения, во много раз превышающие напряжения от расчетных статических нагрузок, нельзя допускать нагрева подшипников и других трущихся деталей. Необходимо обеспечивать надлежащий уход за ними во время работы, употребляя при этом лучшие сорта смазки.

При нагреве подшипника или другой детали ни в коем случае не следует заливать нагретые места водой, а переведя машину на тихий ход, надо следить за регулярным подводом смазки к нагретому месту.

Никогда не следует насаживать в горячем состоянии и наваривать на валы бурты.

Следует также избегать насадки в горячем состоянии патронов колесных дисков и кривошипов или же производить ее весьма осторожно, нагревая насаживаемую деталь не выше 300°, причем в этом случае нужно стремиться к идеальной обработке в местах насадки соединяемых деталей. При насадке в горячем состоянии ни в коем случае нельзя пользоваться водой для охлаждения той детали, на которую производится насадка.

Для снижения напряжений от ударов колес следует делать колеса более легкими и из высококачественных сталей.

Весьма желательно также применение легированных сталей для валов и прочих деталей судовых машин, так как предел выносливости легированных сталей в два раза выше предела выносливости обычных сталей.

## 2. Расчет гребного вала без опоры на обносе

Приведенный ниже расчет относится к гребному валу, который является продолжением среднего вала и не имеет опоры на обносе судна.

Схема нагрузки вала данного типа представлена на рис. 43, где обозначено:

- $K$  — гребное колесо;
- $B$  — бортовой подшипник;
- $A$  — рамовый подшипник;
- $C$  — кривошип с гнездом для конца головного пальца с укреплением сухарями;
- $r$  — радиус кривошипа;
- $D_k$  — диаметр гребного колеса в центрах плеч;
- $G$  — вес гребного колеса;
- $l$  — вылет центра тяжести гребного колеса относительно середины бортового подшипника (центр тяжести колеса предположен лежащим в середине колесного патрона);
- $D$  — диаметр гребного вала в шейке подшипника;
- $P_k$  — реакция упора колеса;
- $a$  — плечо усилия, приложенного на конце кривошипа, относительно середины рамовой опоры;
- $T$  — касательное усилие на конце плеча кривошипа;
- $N$  — мощность машины;
- $n$  — число оборотов в минуту.

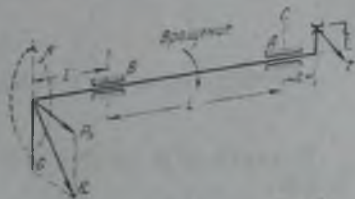


Рис. 43. Схема нагрузки вала без опоры на обносе.

Значение крутящего момента, передаваемого валом на одно гребное колесо, определится по формуле:

$$M_{кр} = 71\,620 \frac{N}{n} \cdot \frac{c}{2},$$

где  $c = 1,5$  — коэффициент нагрузки на один вал.

Реакция упора колеса равна:

$$P_k = \frac{2M_{кр}}{D_k}.$$

Величина касательного усилия кривошипа:

$$T = \frac{M_{кр}}{r}.$$

Максимум касательного напряжения в шейке определится по формуле:

$$\tau = \frac{M_{кр}}{W_0} = \frac{M_{кр}}{0,2D^3}.$$

Бортовая опора. Равнодействующая усилий  $P_k$  в горизонтальной плоскости и  $G$  — в вертикальной равна:

$$R = \sqrt{P_k^2 + G^2}.$$

Изгибающий момент для середины шейки бортового подшипника:

$$M_{из} = R \cdot l.$$

Приведенный изгибающий момент, по Сан-Венану:

$$M_{iB} = 0,35 \cdot M_{из} + 0,65 \sqrt{M_{из}^2 + M_{кр}^2}.$$

Наибольшее нормальное напряжение в бортовой шейке:

$$\sigma_B^{max} = \frac{M_{iB}}{W_{из}};$$

для сплошного вала:

$$\sigma_B = \frac{M_{iB}}{0,1D^3}$$

Для определения диаметра проектируемого вала должно быть  $\sigma_{max} \leq R_s$ , где допускаемое напряжение на изгиб  $R_s \leq 1200$  кг/см<sup>2</sup>. Тогда для сплошного вала:

$$D_B = \sqrt[3]{\frac{M_{iB}}{0,1R_s}}$$

Рамовая опора. При свободном помещении конца головного пальца в гнезде кривошипа усилие  $T$  во все время вращения направлено перпендикулярно к оси плеча.

$$T = \frac{M_{кр}}{r}$$

Изгибающий момент в середине рамовой опоры:

$$M_{из} = T \cdot a$$

Приведенный изгибающий момент, по Сан-Венану, для рамовой шейки:

$$M_{iA} = 0,35 \cdot M_{из} + 0,65 \sqrt{M_{из}^2 + M_{кр}^2}$$

Наибольшее нормальное напряжение в рамовой шейке (сплошной):

$$\sigma_A^{max} = \frac{M_{iA}}{0,1D_A^3}$$

откуда:

$$D_A = \sqrt[3]{\frac{M_{iA}}{0,1R_s}}$$

где  $R_s \leq 1200$  кг/см<sup>2</sup>.

При выполнении гребного вала постоянного сечения величина его диаметра должна быть выбрана как наибольшая из двух величин  $D_A$  и  $D_B$ .

Плечо кривошипа. Изгибающий момент в сечении  $mn$  плеча (рис. 44):

$$M_{из} = T(r - D)$$

Сечение  $mn$  должно иметь момент сопротивления изгибу:

$$W_x = \frac{M_{из}}{R_s};$$

$$bh^2 = \frac{6M_{из}}{R_s},$$

где  $R_s \leq 1200$  кг/см<sup>2</sup>.

Длина вкладышей подшипников. Реакции подшипников бортового и рамового достигнут наибольшего значения при направлении сил  $T$  и  $P_x$  в горизонтальной плоскости в противоположные стороны (рис. 45):

$$R_B = \frac{P_x(l+l) + T \cdot a}{L};$$

$$R_A = \frac{T(l+a) + P_x \cdot l}{L}.$$

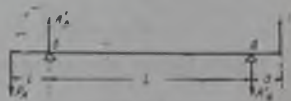


Рис. 45.

Реакции в вертикальной плоскости имеют наибольшее значение при направлении сил  $G$  и  $T$  в противоположные стороны в вертикальной плоскости (рис. 46):

$$R_B'' = \frac{G(L+l) + T \cdot a}{L};$$

$$R_A'' = \frac{G \cdot l + T(L+a)}{L}.$$

Суммарные реакции на опорах  $B$  и  $A$ :

$$R_B = \sqrt{R_B''^2 + R_B'^2};$$

$$R_A = \sqrt{R_A''^2 + R_A'^2}.$$

Длина бортового вкладыша:

$$l_B = \frac{R_B}{D_B q}.$$

Длина рамового вкладыша:

$$l_A = \frac{R_A}{D_A q},$$

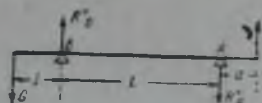


Рис. 46.

где  $q$  — удельное давление на вкладыш, принимаемое в зависимости от материала вкладыша и рода смазки.

Вес гребных колес там, где он неизвестен, можно определять по приводимому графику (рис. 47). О весе колес можно судить также по приводимой таблице веса колес некоторых пароходов.

### 3. Пример поверочного расчета гребного вала без опоры на обносе

Пароход „Авангард революции“.

Данные для расчета:

средняя мощность

$$N = 870 \text{ л. с.};$$

число оборотов

$$n = 22 \text{ об/мин.};$$

диаметр колеса

$$D_K = 444 \text{ см.};$$

вес колеса  $G = 13\,500$  кг

определяется из графика, приведенного на рис. 47;

радиус кривошипа;

$$r = 83,8 \text{ см.}$$

размеры вала:  $l = 113$  см,

$L = 302$  см,  $a = 37$  см.

$D_B = 29,3$  см,  $D_A = 28$  см

(фиг. 48);

длина шеек:  $l_A = 38,3$  см,

$l_B = 60,9$  см.

Крутящий момент для одного гребного вала:

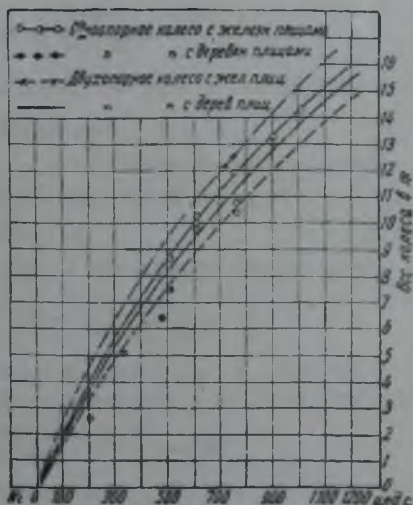


Рис. 47.

$$M_{кр} = \frac{71620 \cdot N}{n} \cdot \frac{1,5}{2} = \frac{71620 \cdot 870 \cdot 0,75}{22} = 2\,120\,000 \text{ кгсм.}$$

Максимум реакции упора колеса:

$$P_k = \frac{M_{кр} \cdot 2}{D_k} = \frac{2120000 \cdot 2}{444} = 9570 \text{ кг.}$$



Рис. 48.

Усилие на конце плеча кривошипа:

$$T = \frac{M_{кр}}{r} = \frac{2120000}{83,8} = 25300 \text{ кг.}$$

Бортовая опора B. Равнодействующая усилий  $P_k$  и  $G$ :

$$R = \sqrt{P_k^2 + G^2} = \sqrt{9570^2 + 13500^2} = 16550 \text{ кг.}$$

Изгибающий момент в шейке:

$$M_{из} = R \cdot l = 16550 \cdot 113 = 1870150 \text{ кгсм.}$$

Приведенный момент, по Сан-Венану:

$$M_{iB} = 0,35 \cdot 1870150 + 0,65 \sqrt{1870150^2 + 2120000^2} = 2494000 \text{ кгсм.}$$

Наибольшее нормальное напряжение (главное):

$$\sigma_{max} = \frac{M_{iB}}{W_{из}} = \frac{2494000}{0,1 \cdot 29,3^3} \approx 100 \text{ кг/см}^2 < 1200 \text{ кг/см}^2.$$

Рамовая опора A. Изгибающий момент в середине шейки:

$$M_{из} = T \cdot a = 25300 \cdot 37 = 937000 \text{ кгсм.}$$

Приведенный момент:

$$M_{iA} = 0,35 \cdot 937000 + 0,65 \sqrt{937000^2 + 2120000^2} = 1833000 \text{ кгсм.}$$

Наибольшее нормальное напряжение:

$$\sigma_A^{max} = \frac{1833000}{0,1 \times 28^3} = 835 \text{ кг/см}^2 < 1200 \text{ кг/см}^2.$$

Удельное давление на вкладыши подшипников.  
Величина реакций в горизонтальной плоскости:

$$R_B = \frac{9570 \cdot 415 + 25300 \cdot 37}{302} = 16200 \text{ кг;}$$

$$R_A = \frac{25300 \cdot 339 + 9570 \cdot 113}{302} = 31900 \text{ кг.}$$

Величина реакций в вертикальной плоскости:

$$R_B^* = \frac{13500 \cdot 415 + 25300 \cdot 37}{302} = 21600 \text{ кг;}$$



$$R_A'' = \frac{13500 \cdot 113 + 25300 \cdot 339}{302} = 33\,500 \text{ кг.}$$

Суммарные реакции:

$$R_B = \sqrt{16\,200^2 + 21\,600^2} = 27\,000 \text{ кг.}$$

$$R_A = \sqrt{31\,900^2 + 33\,500^2} = 46\,100 \text{ кг.}$$

Величина удельных давлений:

$$q_B = \frac{R_B}{D_B \cdot l_B} = \frac{27000}{29,3 \cdot 61} = 15,1 \text{ кг/см}^2;$$

$$q_A = \frac{R_A}{D_A \cdot l_A} = \frac{46100}{28,38,3} = 43,0 \text{ кг/см}^2.$$

#### 4. Расчет гребного вала с опорой на обносе

Вал с опорой на обносе можно рассматривать как балку, лежащую на трех опорах: на обносе *A*, бортовой *B* и рамовой *C*.

Схема нагрузки вала в положении, наиболее невыгодном для его прочности, представлена на рис. 49.

В пролете *AB* посажены три колесных диска, от которых на вал будут передаваться в горизонтальной плоскости силы  $P_{K1}$ ,  $P_{K2}$  и  $P_{K3}$  от реакции упора плиц о воду и в вертикальной плоскости силы  $G_1$ ,  $G_2$  и  $G_3$  от веса колеса. За опорой *C*, на консоли длиной *a* действует во все время вращения перпендикулярная к кривошипу сила *T*, изменяющая свое положение в пространстве. При указанном на чертеже направлении сила *T* в горизонтальной плоскости будет увеличивать прогибы пролета *AB*, вызванные действием сил  $P_{K1}$ ,  $P_{K2}$  и  $P_{K3}$  и вместе с этим будет увеличивать напряжения в этом пролете.

Для упрощения расчета проанализируем влияние силы *T* на пролет *AB*. Пользуясь принципом независимости действия сил, рассмотрим трехопорную балку *ABC* под действием только силы *T*.

На рис. 50 представлена схема загрузки вала силой *T*. Изгибающий момент на опоре *B* может быть определен с помощью теоремы о трех моментах:

$$\left. \begin{aligned} M_A \cdot b + 2M_B(L + b) + M_C \cdot L &= 0 \\ M_C &= -T \cdot a; \quad M_A = 0 \end{aligned} \right\}$$

$$2M_B(L + b) - T \cdot a \cdot L = 0;$$

$$M_B = \frac{T \cdot a \cdot L}{2(L + b)}.$$

Реакция на опоре *A* может быть получена из схемы, представленной на рис. 51:

$$R_A = \frac{M_B}{b}; \quad R_A = \frac{T \cdot a \cdot L}{2b(L + b)}.$$



Рис. 49.

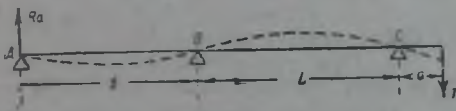


Рис. 50.



Рис. 51.

Изгибающий момент в середине пролета  $AB$ :

$$M_{из} = R_A \cdot \frac{b}{2} = \frac{T \cdot a \cdot L}{4(L + b)}$$

Нормальное напряжение в сечении, вызываемое силой  $T$ :

$$\sigma^T = \frac{M_{из}}{W_{из}} = \frac{T \cdot a \cdot l}{4(L + b) \cdot 0,1(D')^3} = \frac{71620 \cdot N \cdot 1,5}{2\pi \cdot r} \cdot \frac{a \cdot L}{4(L + b) \cdot 0,1(D')^3}$$

где  $D'$  — диаметр гребного вала.

Далее следует определить примерную величину напряжений  $\sigma^T$ , которые возникают в гребных валах пароходов. Для этого подсчитаны нормальные напряжения  $\sigma^T$  в вале парохода «Сократ», имеющего следующие характеристики:  $N = 750$  л. с.,  $n = 23$  об/мин.,  $L = 248$  см;  $b = 382$  см,  $a = 30$  см,  $r = 76$  см,  $D' = 23$  см.

$$\sigma^T = \frac{71620 \cdot 750 \cdot 1,5 \cdot 30 \cdot 248}{2 \cdot 23 \cdot 76 \cdot 4 \cdot 630 \cdot 0,1 \cdot 23^3} = 56 \text{ кг/см}^2.$$

Из подсчета видно, что напряжения, вызванные действием силы  $T$  в пролете  $AB$ , невелики, поэтому ими можно пренебречь и рассчитывать пролет  $AB$  как двухопорную балку под действием сил  $P_{\kappa 1}$ ,  $P_{\kappa 2}$ ,  $P_{\kappa 3}$ ,  $G_1$ ,  $G_2$  и  $G_3$ . Эти силы можно считать приложенными в середине колесных дисков и принять величины сил  $P_{\kappa 1}$ ,  $P_{\kappa 2}$ ,  $P_{\kappa 3}$  порознь равными третьей части реакции упора  $P_{\kappa}$ , а  $G_1$ ,  $G_2$  и  $G_3$  — равными третьей части веса колеса:

$$P_{\kappa 1} = P_{\kappa 2} = P_{\kappa 3} = \frac{P_{\kappa}}{3};$$

$$G_1 = G_2 = G_3 = \frac{G}{3}.$$

Следовательно, в пролете  $AB$  будут приложены три сосредоточенных силы, каждая величиной:

$$R = \sqrt{\left(\frac{P_{\kappa}}{3}\right)^2 + \left(\frac{G}{3}\right)^2} = \frac{1}{3} \sqrt{P_{\kappa}^2 + G^2};$$

$$R_{\kappa} = \frac{T \cdot r \cdot 2}{D_{\kappa}} = \frac{M_{кр} \cdot 2}{D_{\kappa}} = \frac{71620 \cdot N \cdot 1,5 \cdot 2}{2 \cdot n \cdot D_{\kappa}} = \frac{71620 \cdot 1,5 \cdot N}{\pi \cdot D_{\kappa}}$$

Схема загрузки пролета  $AB$  представлена на рис. 52.

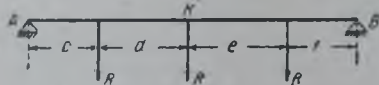


Рис. 52.

При существующих конструкциях гребных колес максимум изгибающего момента нужно ожидать в точке  $K$  — точке приложения средней силы:

$$M_{из} = R_A(c + d) - R \cdot d,$$

где  $R_A$  — реакция на обносе, которая может быть найдена обычным порядком как для двухопорной балки.

Крутящий момент в месте посадки среднего диска:

$$M_{кр} = \frac{2}{3} P_{\kappa} \frac{D_{\kappa}}{2} = \frac{P_{\kappa} \cdot D_{\kappa}}{3}.$$

Приведенный изгибающий момент, по Сан-Венану:

$$M_i = 0,35 M_{из} + 0,65 \sqrt{M_{из}^2 + M_{кр}^2}.$$

Диаметр вала в точке  $K$  пролета  $AB$ :

$$D \geq \sqrt[3]{\frac{M_i}{0,1R_a}}$$

где  $R_a = 1200 \text{ кг/см}^2$ .

Необходимо также найти диаметр вала в месте посадки крайнего к борту диска, определив  $M_{из}$  и  $M_{кр}$ :

$$M_{из} = R_A(c + d + e) - R(d + 2e);$$

$$M_{кр} = P_K \frac{D_K}{2}.$$

$M_i$  должно быть получено по формуле Сан-Венана.

Плечо кривошипа рассчитывается как и для вала без опоры на обносе.

Длина вкладышей определяется по вычислении реакций обычным порядком.

### 5. Пример поверочного расчета гребного вала с опорой на обносе для парохода „Сократ“

Данные для расчета:

Средняя мощность  $N = 750 \text{ л. с.}$

Число оборотов  $n = 23 \text{ об/мин.}$

Диаметр гребного колеса  $D_K = 400 \text{ см.}$

Вес гребного колеса  $G = 12\,600 \text{ кг.}$

Размеры вала между опорами бортовой и на обносе:  $c = 70 \text{ см,}$   
 $d = 130 \text{ см, } e = 125 \text{ см, } f = 58 \text{ см.}$

Диаметр вала в точке  $K - D' = 23 \text{ см (рис. 52).}$

Радиус кривошипа  $r = 75 \text{ см.}$

Размеры плеча:  $b = 16,2 \text{ см, } h = 36 \text{ см (рис. 44).}$

Наибольший крутящий момент гребного вала:

$$M_{кр} = \frac{71620 \cdot N \cdot 1,5}{n \cdot 2} = \frac{71620 \cdot 750 \cdot 0,75}{23} = 1\,750\,000 \text{ кгсм.}$$

Наибольшая реакция упора колеса:

$$P_K = \frac{M_{кр}}{0,5D_K} = \frac{1750000}{200} = 8750 \text{ кг.}$$

Усилия от дисков в пролете  $AB$ :

$$R = \frac{1}{3} \sqrt{P_K^2 + G^2} = \frac{1}{3} \sqrt{8750^2 + 12\,600^2} = 5120 \text{ кг.}$$

Реакция на опоре  $A$  (рис. 52):

$$R_A = \frac{R(d + 2e + 3f)}{c + d + e + f} = \frac{5120 \cdot 554}{383} = 7400 \text{ кг.}$$

Изгибающий момент в месте насадки среднего диска (точка  $K$ ):

$$M_{из} = R_A(c + d) - R \cdot d = 7400 \cdot 200 - 5120 \cdot 130 = 815\,000 \text{ кгсм.}$$

Крутящий момент в сечении насадки среднего диска:

$$M_{кр} = \frac{2}{3} P_K \cdot \frac{D_K}{2} = \frac{8750 \cdot 400}{3} = 1\,165\,000 \text{ кгсм.}$$

Приведенный изгибающий момент:

$$M_i = 0,35 \cdot 815\,000 + 0,65 \cdot \sqrt{815\,000^2 + 1\,165\,000^2} = 1\,210\,000 \text{ кгсм.}$$

Наибольшее (главное) нормальное напряжение в точке  $K_1$ :

$$\sigma_{max} = \frac{M_i}{0,1D^3} = \frac{1210000}{0,1 \cdot 23^3} = 1000 \text{ кг/см}^2.$$

Определим напряжение в месте насадки крайнего диска к бортовой опоре.

Изгибающий момент в этом сечении:

$$M_{из} = R_A(c + d + e) - R(d + 2e) = 7400 \cdot 325 - 5120 \cdot 380 = 455\,000 \text{ кгсм.}$$

Крутящий момент для этого сечения:

$$M_{кр} = 1\,750\,000 \text{ кгсм.}$$

Приведенный изгибающий момент:

$$M_i = 0,35 \cdot 455\,000 + 0,65 \cdot \sqrt{455\,000^2 + 1\,750\,000^2} = 1\,334\,000 \text{ кгсм.}$$

Наибольшее напряжение (главное):

$$\sigma_{max} = \frac{1334000}{0,1 \cdot 23,4^3} = 1040 \text{ кг/см}^2.$$

Усилие на конце плеча (рис. 44):

$$T = \frac{M_{кр}}{r} = \frac{1750000}{75} = 23\,300 \text{ кг.}$$

Изгибающий момент в сечении  $mn$ :

$$M_{из} = T(r - d) = 23\,300(75 - 24) = 1\,200\,000 \text{ кгсм.}$$

Наибольшее нормальное напряжение:

$$\sigma_{max} = \frac{M_{из}}{\frac{1}{6} b h^2} = \frac{1200000 \cdot 6}{16,2 \cdot 36^2} = 343 \text{ кг/см}^2.$$

## 6. Расчет гребных валов пароходов с приводными машинами

В приводных машинах передача вращения от коленчатого вала к гребному производится с помощью пары зубчатых колес по двум вариантам:

1) ведомое зубчатое колесо насажено на консоли рамной опоры гребного вала;

2) ведомое зубчатое колесо насажено в пролете между бортовой и рамной опорами.

В обоих случаях вал такой машины не имеет на обносе опоры.

Схема загрузки гребного вала по первому варианту конструкции показана на рис. 53:



Рис. 53.

$P_k$  — реакция упора в горизонтальной плоскости;

$G$  — вес колеса в вертикальной плоскости;

$P_ш$  — окружное усилие на шестернях;

$G_ш$  — вес шестерни гребного вала;

$D_w$  — диаметр шестерни гребного вала;

$a$  — длина консоли зубчатого колеса;

$l$  — длина консоли гребного колеса.

Предположим, что гребной вал передает среднюю мощность  $\frac{N}{2}$  и делает  $n_1$  оборотов в минуту.

Наибольший крутящий момент для одного колеса на гребном валу:

$$M'_{кр} = \frac{71620 \cdot N}{n_1 \cdot 2} \cdot 1,5.$$

Окружное усилие на шестернях:

$$P_w = \frac{M'_{кр}}{0,5 \cdot D_w}.$$

Реакция упора колеса:

$$P_k = \frac{M'_{кр}}{0,5 \cdot D_k}.$$

Изгибающий момент на бортовой опоре A:

$$M_A = \sqrt{P_k^2 + G^2} \cdot l.$$

Приведенный момент, по Сан-Венану:

$$M_{iA} = 0,35 M_A + 0,65 \cdot \sqrt{M_A^2 + (M'_{кр})^2}.$$

Диаметр вала в бортовой шейке:

$$D_A \geq \sqrt[3]{\frac{M_{iA}}{0,1 R_s}},$$

где  $R_s = 1200$  кг см<sup>2</sup>.

Изгибающий момент на рамовой опоре B:

$$M_B = a \sqrt{P_w^2 + G_w^2}.$$

Приведенный момент, по Сан-Венану:

$$M_{iB} = 0,35 \cdot M_B + 0,65 \cdot \sqrt{M_B^2 + (M'_{кр})^2}.$$

Диаметр вала в рамовой шейке:

$$D_B \geq \sqrt[3]{\frac{M_{iB}}{0,1 \cdot R_s}},$$

где  $R_s = 1200$  кг/см<sup>2</sup>.

Длина вкладышей. Реакции на опорах A и B в вертикальной плоскости можно определить из рис. 54:

$$R'_A = \frac{G(l+L) - G_w \cdot a}{L};$$

$$R'_B = \frac{G_w(L+a) - G \cdot l}{L}.$$

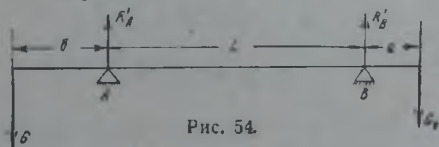


Рис. 54.

Реакции на опорах A и B

в горизонтальной плоскости можно определить из рис. 55:

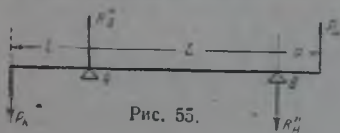


Рис. 55.

$$R''_A = \frac{P_w(l+L) - P_w \cdot a}{L};$$

$$R''_B = \frac{P_w(L+a) + P_k \cdot l}{L}.$$

Суммарные реакции на опорах:

$$R_A = \sqrt{R_A'^2 + R_A''^2};$$

$$R_B = \sqrt{R_B'^2 + R_B''^2}.$$

Длина вкладышей:

$$l_A \geq \frac{R_A}{D_A \cdot q};$$

$$l_B \geq \frac{R_B}{D_B \cdot q}.$$

где  $q$  — удельное давление на вкладыш — выбирается в зависимости от материала и смазки.

Схема загрузки гребного вала по второму варианту конструкции показана на рис. 56. На схеме обозначено:

$P_K$  — реакция упора колеса в горизонтальной плоскости;

$P_{ш}$  — окружное усилие на шестернях в горизонтальной плоскости;

$G$  — вес гребного колеса;

$G_{ш}$  — вес шестерни;

$l$  — длина консоли гребного колеса;

$L_1$  и  $L_2$  — плечи усилия в точке  $C$  относительно опор  $A$  и  $B$ ;

$\frac{N}{2}$  — средняя мощность, передаваемая одним гребным валом;

$n_1$  — число оборотов вала в минуту.

Наибольший крутящий момент гребного вала:

$$M_{кр} = \frac{71620 \cdot N}{2n_1} \cdot 1,5.$$

Окружное усилие на шестернях:

$$P_{ш} = \frac{M_{кр}}{0,5D_{ш}}.$$

Реакция упора колеса:

$$P_K = \frac{M_{кр}}{0,5D_K}.$$

Реакции в вертикальной плоскости на опорах  $A$  и  $B$  можно получить из рис. 57:

$$R_A' = \frac{G(l+L) + G_{ш} \cdot L_2}{L};$$

$$R_B' = \frac{G_{ш} \cdot L_1 - G \cdot l}{L}.$$

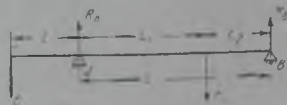


Рис. 57.

Реакции в горизонтальной плоскости определяются из рис. 58:

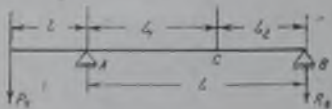


Рис. 58.

$$R_A'' = \frac{P_{ш}(l+L) - P_K \cdot L_1}{L};$$

$$R_B'' = \frac{P_{ш} \cdot L_1 + P_K \cdot l}{L}.$$

Суммарные реакции:

$$R_A = \sqrt{R_A'^2 + R_A''^2}; \quad R_B = \sqrt{R_B'^2 + R_B''^2}.$$

Изгибающий момент на бортовой опоре А:

$$M_A = \sqrt{P_k^2 + G^2 l}.$$

Приведенный изгибающий момент, по Сан-Венану:

$$M_{iA} = 0,35 M_A + 0,65 \cdot \sqrt{M_A^2 + (M'_{кр})^2}.$$

Диаметр шейки в бортовой опоре:

$$D_A \geq \sqrt[3]{\frac{M_{iA}}{0,1 R_s}},$$

где

$$R_s = 1200 \text{ кг/см}^2.$$

Изгибающий момент в месте посадки шестерни:

$$M_C = R_s \cdot L_2.$$

Приведенный изгибающий момент в точке С:

$$M_{iC} = 0,35 M_C + 0,65 \cdot \sqrt{M_C^2 + (M'_{кр})^2}.$$

Диаметр вала в пролете АВ:

$$D_C \geq \sqrt[3]{\frac{M_{iC}}{0,1 \cdot R_s}},$$

где  $R_s = 1200 \text{ кг см}^2$ .

Длины вкладышей:

$$l_A \geq \frac{R_A}{D_A \cdot q}; \quad l_B \geq \frac{R_B}{D_B \cdot q},$$

где  $q$  — удельное давление на вкладыш — выбирается в зависимости от материала вкладыша и смазки.

### 7. Пример проверочного расчета гребного вала парохода с приводной машиной

Первый вариант конструкции — ведомое зубчатое колесо на консоли рамной опоры. В качестве примера рассмотрим вал парохода „Баян“ (рис. 59).

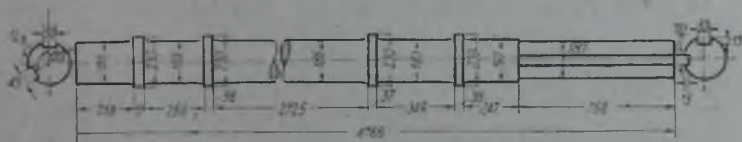


Рис. 59.

Данные для расчета:

Средняя мощность  $N = 280 \text{ л. с.}$

Число оборотов гребного вала  $n_1 = 28 \text{ об/мин.}$

Диаметр зубчатого колеса  $D_{зч} = 1720 \text{ мм.}$

Вес зубчатого колеса  $G_{зч} = 1380 \text{ кг.}$

Диаметр гребного колеса  $D_k = 3050$  мм.  
 Вес гребного колеса  $G = 4200$  кг.  
 Диаметр бортовой шейки  $D_A = 183$  мм.  
 Диаметр рамовой шейки  $D_B = 186$  мм.  
 Длина консоли зубчатого колеса  $a = 314$  мм.  
 Длина консоли гребного колеса  $l = 838$  мм.  
 Длина пролета между опорами  $L = 3108$  мм.  
 Максимум крутящего момента:

$$M'_{кр} = \frac{71620 \cdot 280 \cdot 1,5}{28 \cdot 2} = 537\,000 \text{ кгсм.}$$

Окружное усилие на шестерне:

$$P_{ш} = \frac{M'_{кр}}{0,5D_{ш}} = \frac{537\,000 \cdot 2}{172} = 6240 \text{ кг.}$$

Реакция упора колеса:

$$P_k = \frac{M'_{кр}}{0,5D_k} = \frac{537\,000 \cdot 2}{305} = 3520 \text{ кг.}$$

Изгибающий момент на бортовой опоре А:

$$M_A = 83,8 \cdot \sqrt{3520^2 + 4200^2} = 458\,000 \text{ кгсм.}$$

Приведенный изгибающий момент:

$$M_{iA} = 0,35 \cdot 458\,000 + 0,65 \cdot \sqrt{458\,000^2 + 537\,000^2} = 618\,000 \text{ кгсм.}$$

Наиболее нормальное напряжение на опоре А:

$$\sigma_A = \frac{618\,000}{0,1 \cdot 18,3^3} = 1000 \text{ кг/см}^2.$$

Изгибающий момент на опоре В:

$$M_B = a \sqrt{P_{ш}^2 + G_{ш}^2} = 31,4 \cdot \sqrt{6240^2 + 1380^2} = 201\,000 \text{ кгсм.}$$

Приведенный изгибающий момент:

$$M_{iB} = 0,35 \cdot 201\,000 + 0,65 \cdot \sqrt{201\,000^2 + 537\,000^2} = 442\,000 \text{ кгсм.}$$

Наибольшее нормальное напряжение на опоре В:

$$\sigma_B = \frac{442\,000}{0,1 \cdot 18,6^3} = 690 \text{ кг/см}^2.$$

Второй вариант конструкции — ведомое зубчатое колесо расположено в пролете между бортовой и рамовой опорами. В качестве примера приведен расчет вала парохода «Ванцетти» (рис. 60).

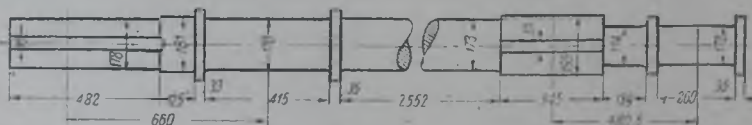


Рис. 60.

Данные для расчета:

Средняя мощность  $N = 220$  л. с.

Число оборотов  $n = 31$  об/мин.

Диаметр зубчатого колеса  $D_{ш} = 1550$  мм.



Вес зубчатого колеса  $G_k = 1120$  кг.

Диаметр гребного колеса  $D_k = 3030$  мм.

Вес гребного колеса  $G = 3500$  кг.

Диаметры шеек вала  $D_A = D_B = 170$  мм.

Диаметр в месте посадки шестерни  $D_C = 195$  мм.

Длина консоли гребного колеса  $b = 660$  мм.

Расстояние центра зубчатого колеса от опор:  $L_1 = 2940$  мм;  
 $L_2 = 480$  мм;  $L_1 + L_2 = L = 3420$  мм.

Наибольший крутящий момент гребного вала:

$$M_{кр} = \frac{71620 \cdot 220 \cdot 1,5}{2 \cdot 31} = 381\,000 \text{ кгсм.}$$

Окружное усилие зубчатого колеса:

$$P_k = \frac{381000 \cdot 2}{155} = 4920 \text{ кг.}$$

Реакция упора гребного колеса:

$$P_k = \frac{381000 \cdot 2}{303} = 2520 \text{ кг.}$$

Реакция на опорах  $A$  и  $B$  в вертикальной плоскости:

$$R_A = \frac{3500 \cdot 408 + 1120 \cdot 48}{342} = 4330 \text{ кг;}$$

$$R_B = \frac{1120 \cdot 294 - 3500 \cdot 66}{342} = 290 \text{ кг.}$$

Реакция в горизонтальной плоскости:

$$R_A'' = \frac{2520 \cdot 408 - 4920 \cdot 48}{342} = 2320 \text{ кг;}$$

$$R_B'' = \frac{4920 \cdot 294 + 2520 \cdot 66}{342} = 4710 \text{ кг.}$$

Суммарные реакции:

$$R_A = \sqrt{4330^2 + 2320^2} = 4915 \text{ кг.}$$

$$R_B = \sqrt{290^2 + 4710^2} = 4780 \text{ кг.}$$

Изгибающий момент на бортовой опоре  $A$ :

$$M_A = 66 \cdot \sqrt{2520^2 + 3500^2} = 285\,000 \text{ кгсм.}$$

Приведенный изгибающий момент на опоре  $A$ :

$$M_{iA} = 0,35 \cdot 285\,000 + 0,65 \cdot \sqrt{285\,000^2 + 381\,000^2} = 409\,000 \text{ кгсм.}$$

Наибольшее нормальное напряжение в шейке  $A$ :

$$\sigma_A = \frac{409000}{0,1 \cdot 1,7^3} = 830 \text{ кг/см}^2.$$

Изгибающий момент в месте посадки шестерни  $C$ :

$$M_C = 4780 \cdot 48 = 230\,000 \text{ кгсм.}$$

Приведенный изгибающий момент:

$$M_{iC} = 0,35 \cdot 230\,000 + 0,65 \cdot \sqrt{230\,000^2 + 381\,000^2} = 370\,500 \text{ кгсм.}$$

Наибольшее нормальное напряжение в точке  $C$ :

$$\sigma_C = \frac{370500}{0,1 \cdot 1,9^3} = 500 \text{ кг/см}^2.$$

## 8. Расчет среднего вала машины компаунд

Приведенный ниже расчет сделан в предположении, что глухое крепление головных пальцев кривошипов коническим отростком и гайкой находится в плечах кривошипов среднего вала. Схема нагрузки среднего вала как двухопорной консольной балки в самом общем виде представлена на рис. 61. На схеме обозначено:

$P_1$  и  $T_1$  — радиальное и касательное усилия на палец кривошипа цилиндра высокого давления;

$P_2$  и  $T_2$  — то же на палец кривошипа цилиндра низкого давления;

$R_1$  и  $R_2$  — реакции на концах пальцев со стороны гнезда в плече кривошипа гребного вала. Эти реакции получают за счет противодействия повороту цилиндра гребного вала.



Рис. 61.

Наибольшее напряжение в корне головного пальца и в серединах шеек рамовых опор  $A$  и  $B$  получатся при таком положении среднего вала, когда геометрическая сумма изгибающих моментов в двух плоскостях — в плоскости кривошипа и перпендикулярной к ней — от сил  $P$ ,  $T$  и  $R$  достигнет наибольшей величины. В любой момент времени силы  $T$  и  $R$  направлены в противоположные стороны, и момент одной из них, взятый относительно корня пальца или середины рамовой опоры, противоположен по направлению моменту от другой силы, поэтому максимум изгибающего усилия как алгебраической суммы сил  $T$  и  $R$  в плоскости, перпендикулярной кривошипу, получится или когда  $T=0$  или когда  $R=0$ . Но сила  $R$  не может быть равной нулю, так как гребной вал оказывает постоянное сопротивление вращению, поэтому наиболее опасным будет положение кривошипа в мертвой точке, при  $T=0$ : в этот момент радиальное усилие  $P$  достигнет своего максимума. Таким образом, максимум напряжений в элементах среднего вала получается при мертвом положении одного из кривошипов, поэтому для расчета следует рассмотреть два положения кривошипов:

- 1) кривошип цилиндра высокого давления в мертвой точке;
- 2) кривошип цилиндра низкого давления в мертвой точке.

На рис. 62 дана схема нагрузки среднего вала при первом положении кривошипов.

Значения радиальных и касательных сил  $P_1$ ,  $P_2$ ,  $T_2$  могут быть найдены из построенных при проектировании машины индикаторных диаграмм цилиндров при условии, что крутящий момент, передаваемый кривошипом цилиндра низкого давления, распределяется поровну между обоими гребными колесами.

Найдем значения  $R_1$  и  $R_2$ :

$$R_1 = R_2 = \frac{T_2}{2}.$$

Головной палец. Пусть  $l$  — длина головного пальца,  $d$  — его диаметр.



Рис. 62.

Геометрическая сумма изгибающих моментов для корня пальца цилиндра высокого давления:

$$M_n = \sqrt{\left(P_1 \frac{l}{2}\right)^2 + (R_1 \cdot l)^2} = \frac{l}{2} \sqrt{P_1^2 + 4R_1^2}.$$

Нормальное напряжение в корне пальца:

$$\sigma = \frac{M_n}{0,1 d^3},$$

причем  $\sigma \leq 1200$  кг/см<sup>2</sup>.

Рамовая опора А. Геометрическая сумма изгибающих моментов для середины шейки рамовой опоры:

$$M_m = \sqrt{(P_1 C)^2 + \left[R_1 \left(C + \frac{l}{2}\right)\right]^2}.$$

Крутящий момент для шейки:

$$M_{к,р} = R_1 \cdot r.$$

Приведенный момент, по Сан-Венану, для шейки:

$$M_i = 0,35 M_m + 0,65 \cdot \sqrt{M_m^2 + M_{к,р}^2}.$$

Диаметр шейки:

$$D_A \geq \sqrt[3]{\frac{M_i}{0,1 \cdot R_s}}.$$

где  $R_s = 1200$  кг/см<sup>2</sup>.

Щека кривошипа цилиндра высокого давления. На рис. 63 и 64 дана схема действия сил в сечении плеча кривошипа цилиндра

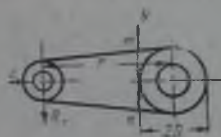


Рис. 63.

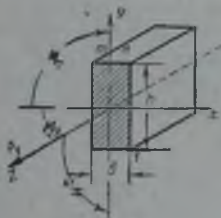


Рис. 64.

высокого давления. Плечо кривошипа сжимается силой  $P_1$ , изгибается моментами  $M_y = P_1 \cdot \frac{l}{2}$  и  $M_x = R_1 (r - D)$  и скручивается моментом  $M_z = R_1 \cdot l$ .

Нормальное напряжение в точке I:

$$\sigma = \frac{P_1}{bh} + \frac{M_y \cdot 6}{hb^2} + \frac{M_x \cdot 6}{bh^2}.$$

Касательные напряжения от момента  $M_i$  в расчет не вводятся, так как они малы по сравнению с нормальными;  $h$  и  $b$  должны быть такой величины, чтобы  $\sigma \leq 1200$  кг/см<sup>2</sup>.

Длина вкладышей рамовых опор. Из схемы, приведенной на рис. 62, могут быть определены обычным путем реакции опор  $R_A$  и  $R_B$  в двух плоскостях: в плоскости I кривошипа и в плоскости, перпендикулярной к ней.

Зная  $R_A$  и  $R_B$ , легко получить  $l_A$  и  $l_B$ :

$$l_A > \frac{R_A}{D_A q}; \quad l_B > \frac{R_B}{D_B q}.$$

В этих выражениях удельное давление  $q$  на вкладыши выбирают в зависимости от рода материала и смазки.

Далее аналогичным путем следует рассмотреть второе положение кривошипов (кривошип цилиндра низкого давления) в мертвой точке, по приведенным формулам определить искомые величины и при окончательном выборе размеров среднего вала остановиться на наибольших.

### 9. Поверочный расчет среднего вала машины компаунд

В качестве примера определены напряжения у вала парохода «Сталинец» (рис. 65). Данные для расчета:

Диаметр цилиндра высокого давления  $D_1=791$  мм.

Диаметр цилиндра низкого давления  $D_2=1480$  мм.

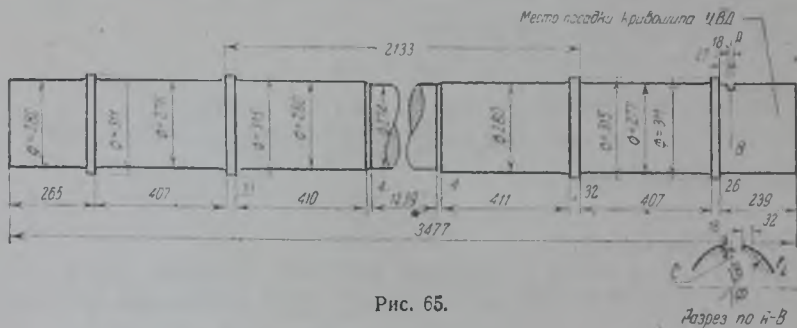


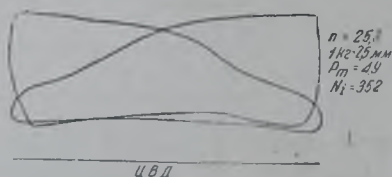
Рис. 65.

Радиус кривошипа  $r=650$  мм.

Диаметр вала в шейке подшипника  $D=276$  мм.

Длина пальца  $e=350$  мм; диаметр пальца  $d=215$  мм.

Вылет середины пальца относительно середины шейки вала  $C=640$  мм.



Индикаторные диаграммы цилиндров высокого и низкого давления см. рис. 66.

Расчет следует вести в предположении, что кривошип цилиндра высокого давления пришел в мертвую точку.

Из индикаторных диаграмм графически можно найти:

$$P_1 = \frac{\pi \cdot 79,1^2}{4} \cdot \frac{17,5}{2,5} = 34\,400 \text{ кг};$$

$$P_2 = \frac{\pi \cdot 148^2}{4} \cdot \frac{5}{10} = 8600 \text{ кг};$$

$$T_2 = \frac{\pi \cdot 148^2}{4} \cdot \frac{21}{10} = 35\,700 \text{ кг}.$$

$$R_1 = R_2 = \frac{T_2}{2} = \frac{35\,700}{2} = 17\,850 \text{ кг}.$$

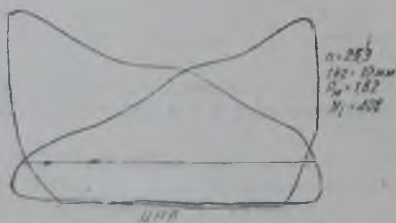


Рис. 66.

Геометрическая сумма изгибающих моментов для корня пальца цилиндра высокого давления:

$$M_n = \frac{1}{2} \sqrt{P_1^2 + 4R_1^2} = \frac{35}{2} \sqrt{34\,400^2 + 4 \cdot 17\,850^2} = 868\,000 \text{ кгсм}.$$

Нормальное напряжение в корве пальца:

$$\sigma = \frac{M_n}{0,1 \cdot d^3} = \frac{868000}{0,1 \cdot 21,5^3} = 873 \text{ кг/см}^2.$$

Рамовая опора А. Геометрическая сумма изгибающих моментов для середины рамовой шейки:

$$M_m = \sqrt{(34\,400 \cdot 64)^2 + (17\,850 \cdot 81,5)^2} = 2\,640\,000 \text{ кгсм.}$$

Крутящий момент для шейки:

$$M_{кр} = R_1 \cdot r = 17\,850 \cdot 65 = 1\,160\,000 \text{ кгсм.}$$

Приведенный изгибающий момент:

$$M_I = 0,35 \cdot 2\,640\,000 + 0,65 \cdot \sqrt{2\,640\,000^2 + 1\,160\,000^2} = 2\,795\,000 \text{ кгсм}$$

Наибольшее нормальное напряжение:

$$\sigma = \frac{2\,795\,000}{0,1 \cdot 27,6^3} = 1330 \text{ кг/см}^2.$$

Щека кривошипа подвержена действию  $P_1 = 34\,400$  кг.

$$M_1 = P_1 \cdot \frac{l}{2} = 34\,400 \cdot 17,5 = 602\,000 \text{ кгсм.}$$

$$M_2 = R_1 (r - D) = 17\,850 (65 - 27,6) = 660\,000 \text{ кгсм.}$$

Наибольшее нормальное напряжение при  $b = 15,5$  см и  $h = 33$  см:

$$\sigma = \frac{34\,400}{15,5 \cdot 33} + \frac{602\,000 \cdot 6}{33 \cdot 15,5^2} + \frac{660\,000 \cdot 6}{15,5 \cdot 33^2} = 760 \text{ кг/см}^2.$$

#### 10. Расчет коленчатого (среднего) вала паровозов с приводными машинами тройного расширения

Коленчатый вал приводной машины тройного расширения лежит на четырех упорах (рис. 67) и имеет три кривошипа, расположенные под углом в  $120^\circ$  друг к другу, причем два кривошипа расположены на консолях, а один — в середине.

Средний кривошип цилиндра среднего давления имеет головной палец, укрепленный в одном плече коническими отрезками и гайкой (зажат), а в другом плече — сухарями (свободен). В пролетах АВ и СД насажены малые шестерни для передачи вращения гребному валу.



Рис. 67.

Для выявления наиболее опасного положения кривошипов принято, что ни один из них не находится в мертвой точке.

Если предположить, что гребные валы оказывают одинаковое сопротивление вращению, то окружные усилия на шестернях в любой момент времени будут равны. Величина  $P_{ш}$  определится из условия равенства моментов движущих сил и сил сопротивления:

$$2P \frac{D'_{ш}}{2} = (T_1 + T_2 + T_3) \cdot r,$$

где:

$D'_{ш}$  — диаметр шестерни;

$r$  — длина кривошипа.

$$P_{ш} = \frac{(T_1 + T_2 + T_3) \cdot r}{D'_{ш}}.$$

Если рассмотреть пролеты  $AB$  и  $CD$  как отдельные двухопорные балки, то легко увидеть, что на палец кривошипа цилиндра среднего давления, кроме сил  $T_2$  и  $P_2$ , действует еще сила  $R$  на конце пальца (рис. 68).

Одним из опасных положений пальца кривошипа цилиндра среднего давления будет такое, при котором сила  $R$  будет совпадать по направлению с силой  $T_2$ .

Рассматривая часть  $AB$  вала, видим, что на этом участке действует положительный момент, равный  $(T_2 + T_1) \cdot r$ , и отрицательный

момент, равный  $P_{ш} \frac{D_{ш}}{2}$ .

Чтобы сила  $R$  совпадала по направлению с силой  $T_2$ , мо-

мент от силы  $R$  должен быть положительным, а чтобы это условие было соблюдено, абсолютная величина отрицательного момента от силы  $P_{ш}$  должна быть больше абсолютной величины положительного момента от сил  $T_1$  и  $T_2$ , т. е. должно быть соблюдено условие:

$$P_{ш} \frac{D_{ш}}{2} > (T_1 + T_2) \cdot r.$$

Подставляя выражение  $P_{ш}$  через  $T_1$ ,  $T_2$  и  $T_3$ , легко получить:

$$\frac{(T_1 + T_2 + T_3) \cdot r}{D_{ш}} \cdot \frac{D_{ш}}{2} > (T_1 + T_2) \cdot r,$$

или

$$T_1 + T_2 + T_3 > 2T_1 + 2T_2.$$

Если  $T_3 = T_1 + T_2$ , то  $R = 0$ .

Если  $T_3 < T_1 + T_2$ , то  $R$  направлено в сторону, противоположную силе  $T_2$ . Палец кривошипа цилиндра среднего давления в двух случаях будет находиться в более благоприятных условиях изгиба.

Положение кривошипов, когда  $T_3 > T_1 + T_2$ , можно найти из построенных диаграмм тангенциальных усилий.

Выражение силы  $R$  может быть получено из условия равновесия участка вала  $CD$ :

$$T_2 \cdot r = P_{ш} \frac{D_{ш}}{2} + R \cdot r,$$

откуда

$$R = T_2 - P_{ш} \frac{D_{ш}}{2r}.$$

или

$$R = T_2 - \frac{(T_1 + T_2 + T_3) \cdot r \cdot D_{ш}}{D_{ш} \cdot 2r} = \frac{T_2 - (T_1 + T_2)}{2}.$$

В трехкривошипной машине касательные усилия  $T_1$  и  $T_2$  не могут быть по величине одновременно малы, поэтому величина усилия  $R$  всегда будет малой, и для упрощения расчета положение кривошипа, когда  $T_3 > T_1 + T_2$ , можно не искать, т. е. не обращаться к диаграмме тангенциальных усилий.

Другими наиболее опасными положениями для прочности пальцев и шеек валов будут такие, когда кривошипы находятся в мертвых точках, поэтому для определения диаметров пальцев, шеек и сечений щек кривошипа следует рассмотреть отдельно три положения кривошипов:

- 1) кривошип цилиндра высокого давления в мертвой точке;
- 2) кривошип цилиндра среднего давления в мертвой точке;
- 3) кривошип цилиндра низкого давления в мертвой точке.

Ниже рассмотрено первое положение — когда кривошип цилиндра высокого давления пришел в мертвую точку ( $T_1 = 0$ ). Схема нагрузки вала  $AB$  в этом случае приведена на рис. 68.

Значения сил  $P_1$ ,  $P_2$ ,  $T_2$  и  $T_3$  могут быть получены из индикаторных диаграмм цилиндров. Прежде всего приводится расчет на изгиб от равнодействующих изгибающих моментов в плоскостях  $YX$  и  $ZX$ .

На рис. 69 дана схема действия сил в плоскости  $XY$ .

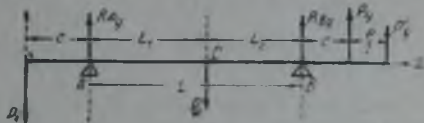


Рис. 69.

$$P_Y = T_2 \cdot \cos 30^\circ + P_2 \cdot \cos 60^\circ;$$

$$P'_Y = R \cdot \cos 30^\circ.$$

Реакции на опорах  $A$  и  $B$  в плоскости  $XY$ :

$$R_{AY} = \frac{P_1(L+c) + P_u L_2 + P_Y \cdot c + P'_Y \left( c + \frac{1}{2} \right)}{L};$$

$$R_{BY} = \frac{P_u L_1 - P_1 c - P_Y(L+c) - P'_Y \left( L+c + \frac{e}{2} \right)}{L}.$$

Изгибающие моменты на опорах  $A$  и  $B$  и в точке  $C$ :

$$M_{AZ} = -P_1 c; \quad M_{CZ} = -P_1(L_1+c) + R_{AY} L_1;$$

$$M_{BZ} = P_Y \cdot c + P'_Y \left( c + \frac{e}{2} \right).$$

На рис. 70 дана схема действия сил в плоскости  $XZ$ :

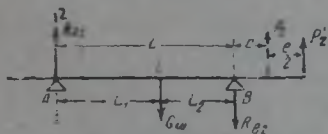


Рис. 70.

$$P_Z = T_2 \cdot \cos 60^\circ - P_2 \cdot \cos 30^\circ;$$

$$P'_Z = R \cdot \cos 60^\circ.$$

Реакции на опорах  $A$  и  $B$ :

$$R_{AZ} = \frac{P_Z \cdot c + P'_Z \left( c + \frac{e}{2} \right) + G_u L_2}{L};$$

$$R_{BZ} = \frac{P_Z(L+c) + P'_Z \left( L+c + \frac{e}{2} \right) - G_u L_1}{L}.$$

Изгибающие моменты в точках  $A$ ,  $C$  и  $B$ :

$$M_{AZ} = 0; \quad M_{CY} = R_{AZ} L_1; \quad M_{BY} = P_Z c + P'_Z \left( c + \frac{e}{2} \right).$$

Суммарные изгибающие моменты в точках  $A$ ,  $B$  и  $C$ :

$$M_A = M_{AZ}; \quad M_C = \sqrt{(M_{CY})^2 + (M_{CZ})^2};$$

$$M_B = \sqrt{(M_{BY})^2 + (M_{BZ})^2}.$$

Скручивающий момент на участке  $CB$ :

$$M_{кр} = P_u \frac{D_u}{2} = \frac{(T_2 + T_3) \cdot r}{2}.$$

Приведенные изгибающие моменты, по Сан-Венану, в точках  $A$ ,  $B$  и  $C$ :

$$M_{iA} = 0,35 M_A + 0,65 \sqrt{M_A^2 + 0};$$

$$M_{iB} = 0,35 M_B + 0,65 \sqrt{M_B^2 + M_{кр}^2};$$

$$M_{iC} = 0,35 M_C + 0,65 \sqrt{M_C^2 + M_{кр}^2};$$

Диаметры вала в точках  $A$ ,  $B$  и  $C$ :

$$D_A \geq \sqrt[3]{\frac{M_A}{0,1 \cdot R_s}}; \quad D_C \geq \sqrt[3]{\frac{M_{iB}}{0,1 \cdot R_s}}; \quad D_B \geq \sqrt[3]{\frac{M_{iB}}{0,1 \cdot R_s}};$$

$$R_s = 1200 \text{ кг/см}^2.$$

Головной палец цилиндра среднего давления изгибается, как консольная балка, усилиями  $T_2$  и  $R$  в одной плоскости (перпендикулярной кривошипу) и силой  $P_2$  в другой плоскости (в плоскости кривошипа).

Если длина пальца равна  $e$ , то суммарный изгибающий момент в корне пальца:

$$M_{из} = \sqrt{\left(T_2 \cdot \frac{e}{2} + R \cdot e\right)^2 + \left(P_2 \cdot \frac{e}{2}\right)^2}.$$

Диаметр пальца  $d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{из}}{0,1 R_s}}$ , где  $R_s = 1200 \text{ кг/см}^2$ .

Щека кривошипа цилиндра среднего давления (рис. 63), расположенная у участка  $AB$ , сжимается силой  $P_2$  (на рис. 63 —  $P_1$ ), изгибается моментом  $M_Y = P_2 \left(\frac{e}{2} + \frac{b}{2}\right)$  в одной плоскости, моментом  $M_X = (T_2 + R) \cdot (r - D)$  — в другой плоскости и скручивается моментом  $M_Z = T_2 \left(\frac{e}{2} + \frac{b}{2}\right) + R \left(e + \frac{b}{2}\right)$ .

Наибольшее нормальное напряжение получится в одном из углов и будет равно:

$$\sigma = \frac{P_2}{b \cdot h} + \frac{M_Y \cdot 6}{h \cdot b^2} + \frac{M_X \cdot 6}{b \cdot h}.$$

$b$  и  $h$  должны быть выбраны такие чтобы,  $\sigma_{max} \leq 1200 \text{ кг/см}^2$ .

Длины вкладышей на опорах  $A$  и  $B$  определяются по найденным реакциям.

## 11. Поверочный расчет коленчатого (среднего) вала парохода «Ванцетти» с приводной машиной тройного расширения

Данные для расчета:

Индикаторная мощность  $N = 220 \text{ л. с.}$

Диаметр цилиндра высокого давления  $D_1 = 289 \text{ мм}$ ; радиус кривошипа  $r = 228 \text{ мм}$ .

Диаметр цилиндра среднего давления  $D_2 = 422 \text{ мм}$ ; диаметр шестерни  $D_{ш} = 460 \text{ мм}$ .

Диаметр цилиндра низкого давления  $D_3 = 664 \text{ мм}$ ; вес шестерни  $G_{ш} = 270 \text{ кг}$ .

Размеры вала (рис. 71):

Длина вала между серединами опор  $A$  и  $B$ ...  $L = 963 \text{ мм}$ .

Плечо посадки шестерни до опоры  $A$ ...  $L_1 = 473 \text{ мм}$ .

Плечо посадки шестерни до опоры  $B$ ...  $L_2 = 490 \text{ мм}$ .



Расстояние от середины пальца до середины опоры  $C=280$  мм.  
 Длина пальца цилиндра среднего давления  $e=114$  мм.  
 Диаметры шеек на опорах  $D_A=D_B=129$  мм.  
 Диаметр вала в месте посадки шестерни  $D'_C=148$  мм.  
 Размеры плеча:  $b=116$  мм,  $h=170$  мм.  
 Диаметр пальца  $d=81$  мм.

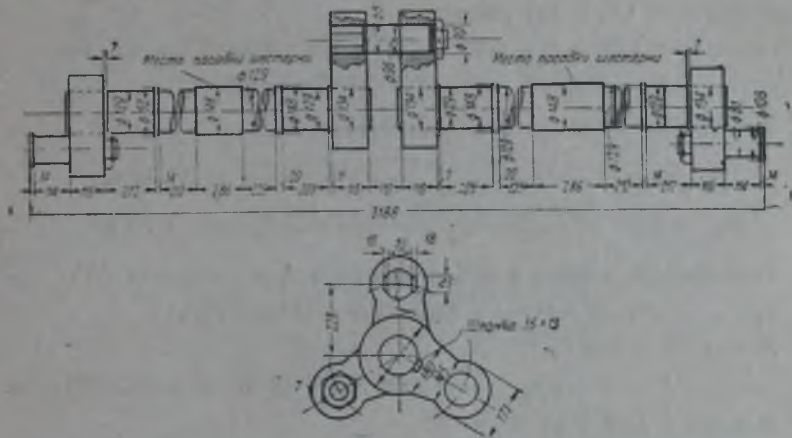
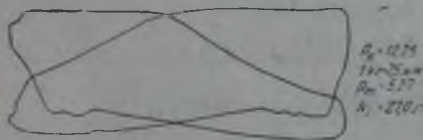


Рис. 71.

Значения усилий  $P_1, P_2, T_1$  и  $T_3$  могут быть взяты по индикаторным диаграммам (рис. 72).

Из индикаторной диаграммы цилиндра высокого давления получено:



$$P_1 = \frac{\pi \cdot 28,9^2}{4} \cdot \frac{21}{2,5} = 5500 \text{ кг.}$$

Из диаграммы цилиндра среднего давления графическим способом получено:

$$P_2 = \frac{\pi \cdot 42,2^2}{4} \cdot \frac{16,5}{5} = 4600 \text{ кг.}$$

$$T_1 = \frac{\pi \cdot 42,2^2}{4} \cdot \frac{19,5}{5} = 5450 \text{ кг.}$$

Из диаграммы цилиндра низкого давления также графически найдено:

$$T_3 = \frac{\pi \cdot 65,4^2}{4} \cdot \frac{13}{15} = 3000 \text{ кг.}$$

Окружное усилие на шестерне:

$$P_{ш} = \frac{(T_2 + T_3) \cdot r}{D_{ш}} = \frac{(4570 + 3000) \cdot 22,8}{46} = 4180 \text{ кг.}$$

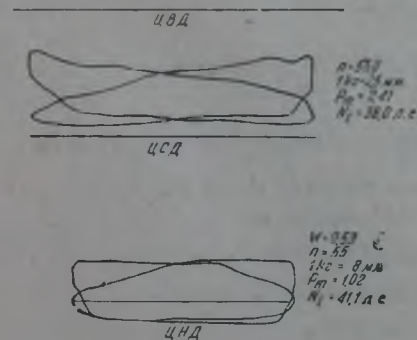


Рис. 72.

Давление на конец пальца от участка вала  $CD$ :

$$R = \frac{T_3 - T_2}{2} = \frac{3000 - 5450}{2} = -1225 \text{ кг.}$$

Знак минус показывает, что сила  $R$  направлена в сторону, противоположную направлению силы  $T_2$ .

Составляющие усилия в плоскости кривошипа цилиндра высокого давления (рис. 69) будут равны:

$$P_Y = T_2 \cdot \cos 30^\circ + P_2 \cdot \cos 60^\circ = 5450 \cdot 0,866 + 4600 \cdot 0,5 = 7020 \text{ кг.}$$

$$P'_Y = R \cdot \cos 30^\circ = -1225 \cdot 0,866 = -1060 \text{ кг.}$$

Реакции на опорах  $A$  и  $B$  в плоскости  $XY$ :

$$R_{A_Y} = \frac{5500 \cdot 124,3 + 4180 \cdot 49 + 7020 \cdot 28 - 1060 \cdot 33,7}{96,3} = 10900 \text{ кг;}$$

$$R_{B_Y} = \frac{4180 \cdot 47,3 - 5500 \cdot 28 - 7020 \cdot 124,3 + 1060 \cdot 130}{96,3} = -7170 \text{ кг.}$$

Изгибающий момент в шейке на опоре  $A$  в плоскости  $XY$ :

$$M_{A_Z} = -P_1 c = -5500 \cdot 28 = -154000 \text{ кгсм.}$$

Момент в точке  $C$ :

$$M_{C_Z} = -P_1(L_1 + c) + R_{A_Y} \cdot L_1 = -5500 \cdot 75,3 + 10900 \cdot 47,3 = 102500 \text{ кгсм.}$$

Момент в шейке на опоре  $B$ :

$$M_{B_Z} = P_Y \cdot c + P'_Y \left( c + \frac{e}{2} \right) = 7020 \cdot 28 - 1060 \cdot 33,7 = 170800 \text{ кгсм.}$$

Составляющие усилия в плоскости  $XZ$  (рис. 70):

$$P_Z = T_2 \cdot \cos 60^\circ - P_2 \cdot \cos 30^\circ = 5450 \cdot 0,5 - 4600 \cdot 0,866 = -1255 \text{ кг.}$$

$$P'_Z = R \cdot \cos 60^\circ = -1225 \cdot 0,5 = -613 \text{ кг.}$$

Реакции на опорах  $A$  и  $B$  в плоскости  $XZ$ :

$$R_{A_Z} = \frac{-1225 \cdot 28 - 613 \cdot 33,7 + 270 \cdot 49}{96,3} = -433 \text{ кг;}$$

$$R_{B_Z} = \frac{-1225 \cdot 124,3 - 613 \cdot 130 - 270 \cdot 47,3}{96,3} = -2540 \text{ кг.}$$

Изгибающий момент в шейке  $A$  в плоскости  $XZ$ :

$$M_{A_Y} = 0.$$

Момент в точке  $C$ :

$$M_{C_Y} = R_{A_Z} \cdot L_1 = -433 \cdot 47,3 = -20500 \text{ кгсм.}$$

Момент в шейке  $B$ :

$$M_{B_Y} = P_Z \cdot c + P'_Z \left( c + \frac{e}{2} \right) = -1255 \cdot 28 - 613 \cdot 33,7 = -55800 \text{ кгсм.}$$

Суммарные изгибающие моменты в точках  $A$ ,  $C$ ,  $B$ :

$$M_A = M_{A_Z} = -154000 \text{ кгсм.}$$

$$M_C = \sqrt{102500^2 + 20500^2} = 103000 \text{ кгсм;}$$

$$M_B = \sqrt{170800^2 + 55800^2} = 180000 \text{ кгсм.}$$

Скручивающий момент на участке  $CB$ :

$$M_{кр} = P_u \cdot \frac{D_u}{2} = 4180 \cdot 23 = 96200 \text{ кгсм.}$$

Приведенные изгибающие моменты в точках  $A, B, C$ :

$$M_{IA} = M_A = 154\,000 \text{ кгсм.}$$

$$M_{IC} = 0,35 \cdot 103\,000 + 0,65 \cdot \sqrt{103\,000^2 + 96\,200^2} = 128\,000 \text{ кгсм.}$$

$$M_{IB} = 0,35 \cdot 180\,000 + 0,65 \cdot \sqrt{180\,000^2 + 96\,200^2} = 195\,500 \text{ кгсм.}$$

Напряжения в точках  $A, B$  и  $C$ :

$$\sigma_A = \frac{154\,000}{0,1 \cdot 12,9^3} = 720 \text{ кг/см}^2;$$

$$\sigma_C = \frac{128\,000}{0,1 \cdot 14,8^3} = 400 \text{ кг/см}^2;$$

$$\sigma_B = \frac{195\,500}{0,1 \cdot 12,9^3} = 915 \text{ кг/см}^2.$$

Изгибающий момент в корне пальца цилиндра высокого давления:

$$M_{uz} = P_1 \cdot \frac{e}{2} = 5500 \cdot 5,7 = 31\,400 \text{ кгсм.}$$

Нормальное напряжение в корне пальца цилиндра высокого давления:

$$\sigma = \frac{31\,400}{0,1 \cdot 8,1^3} = 593 \text{ кг/см}^2.$$

Суммарный изгибающий момент в корне пальца цилиндра среднего давления:

$$M_{uz} = \sqrt{(5450 \cdot 5,7 - 1225 \cdot 11,4)^2 + (4600 \cdot 5,7)^2} = 31\,300 \text{ кгсм.}$$

Нормальное напряжение в корне пальца цилиндра среднего давления:

$$\sigma = \frac{31\,300}{0,1 \cdot 8,1^3} = 590 \text{ кг/см}^2.$$

Щека кривошипа цилиндра высокого давления.

Сжимающая сила:

$$P_1 = 5500 \text{ кг.}$$

Изгибающий момент в плоскости с меньшей жесткостью изгиба:

$$M_{uz} = P_1 \left( \frac{e}{2} + \frac{b}{2} \right) = 5500 (5,7 + 5,8) = 63\,300 \text{ кгсм.}$$

Наибольшее нормальное напряжение в щеке:

$$\sigma = \frac{P_1}{bh} + \frac{M_{uz} \cdot 6}{hb^2} = \frac{5500}{11,6 \cdot 17} + \frac{63\,300 \cdot 6}{17 \cdot 11,6^2} = 28 + 166 = 194 \text{ кг/см}^2.$$

Щека кривошипа цилиндра среднего давления.

Сжимающая сила  $P_2 = 4600$  кг.

Изгибающий момент  $M_Y$  (рис. 63):

$$M_Y = P_2 \left( \frac{e}{2} + \frac{b}{2} \right) = 4600 \cdot 11,5 = 53\,000 \text{ кгсм.}$$

Изгибающий момент  $M_X$ .

$$M_X = (T_2 + R)(r - D) = (5450 - 1225)(22,8 - 13,4) = 39\,700 \text{ кгсм.}$$

Наибольшие нормальные напряжения в щеке:

$$\sigma = \frac{P_2}{bh} + \frac{M_Y \cdot 6}{hb^2} + \frac{M_X \cdot 6}{bh^2} = \frac{4600}{11,6 \cdot 17} + \frac{53000 \cdot 6}{17 \cdot 11,6^2} + \frac{39700 \cdot 6}{11,6 \cdot 17^2} = 23 + 139 + 71 = 233 \text{ кг/см}^2.$$

Далее следует рассмотреть два других положения, когда кривошпы цилиндров среднего и низкого давления находятся в мертвой точке, и произвести для каждого из них расчет аналогичным образом.

## 12. Расчет поперечины (крейцкопфа)

Нагрузка поперечины в самом общем случае представлена на рис. 73. Точка *A* и *E* — центры давлений на ползуны крейцкопфа — предположены лежащими в центре опорной поверхности ползуна; точки *B* и *D* — центры давлений на шейки вильчатого шатуна (середины шеек); точка *C* — центр давления усилия поршня.

В самом общем случае поперечина подвержена изгибу в двух плоскостях: в плоскости параллельной *XU* и в плоскости *XZ*, перпендикулярной к ней.

Из условий равновесия поперечины под действием указанных сил

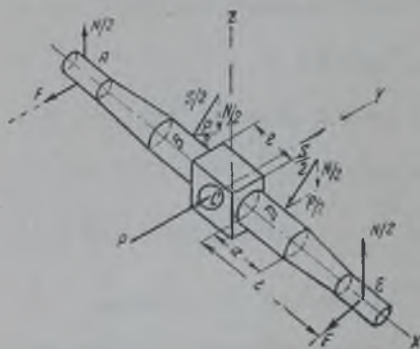


Рис. 73.

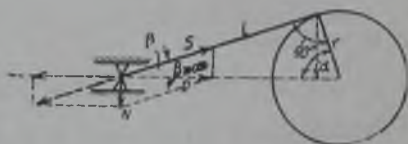


Рис. 74.

следует, что усилия в точках *A*, *B*, *D* и *E* в плоскости *XZ* равны половине нормального давления *N* на параллели.

Если давление на поршень *P* будет постоянным, то  $N_{max}$  получится, когда кривошип будет перпендикулярен к оси цилиндра (рис. 74).

При наполнении цилиндра выше 0,5, пренебрегая потерей давления от начальной конденсации при впуске, можно считать, что сила *P* давления на поршень остается постоянной в пределах изменения угла  $\beta$ :

$$0 < \beta < \beta_{max},$$

поэтому вычисление  $N_{max}$  надо вести следующим образом:  $\text{tg } \beta_{max}$  определится из условия:

$$\text{tg } \beta_{max} = \frac{r}{l}.$$

Из индикаторной диаграммы может быть подсчитано *P*, равное давлению при впуске. Тогда:

$$N_{max} = \frac{P}{\sqrt{m^2 - 1}},$$

где  $m = \frac{l}{r}$ , т. е. равно отношению длины шатуна к радиусу кривошипа.

Далее определяются усилия в точках *A*, *B*, *C*, *D* и *E* в плос-

кости  $XU$ . В точках  $A$  и  $E$  действуют силы трения  $F$  ползуна о параллели:

$$F = \frac{N_{max} + Q}{2} \cdot f.$$

В этой формуле:

$Q$  — сумма половины веса шатуна и веса поперечины и ползуна;

$f$  — коэффициент трения скольжения ползуна о параллели.

Вообще силами  $F$  вследствие их малых величин можно пренебречь.

В точках  $B$  и  $D$  при условии  $F=0$  действуют силы, равные  $\frac{P}{2}$ , а в точке  $C$  действует сила  $P$ .

Далее определяются изгибающие моменты в сечении  $K$  — корне шатунной шейки, и в точке  $C$  — середине поперечины, в плоскостях  $XU$  и  $XZ$  при симметричной поперечине.

Моменты в плоскости  $XU$ :

$$M_{KZ} = \frac{P}{2} \cdot \frac{a}{2};$$

$$M_{CZ} = \frac{P}{2} \cdot \frac{a+e}{2}.$$

Моменты в плоскости  $XZ$ :

$$M_{KY} = \frac{N}{2} \cdot L - \frac{N}{2} \cdot \frac{a}{2} = \frac{N}{2} \left( L - \frac{a}{2} \right);$$

$$M_{CY} = \frac{N}{2} \left( L + \frac{e}{2} \right) - \frac{N}{2} \left( \frac{a}{2} + \frac{e}{2} \right) = \frac{N}{2} \left( L - \frac{a}{2} \right).$$

Суммарный изгибающий момент в корне шатунной шейки (точке  $K$ ):

$$M_K = \sqrt{M_{KZ}^2 + M_{KY}^2}.$$

Диаметр шатунной шейки  $D$  и ее длина  $a$  должны иметь значения, удовлетворяющие условиям прочности при расчетах на изгиб и на сжатие:

$$1) \text{ на изгиб } - 0,1 \cdot D^3 = \frac{M_K}{R_0};$$

$$2) \text{ на удельное давление } - aD = \frac{S}{2\sigma}.$$

Точное определение диаметра шейки при этих условиях приводит к уравнению восьмой степени относительно  $D$ , что практически невыполнимо. Упрощая решение для определения  $D$ , следует поступить так:

При известных  $P$ ,  $r$ ,  $l$  и  $L$  можно найти отношение  $\frac{M_{KY}}{M_{KZ}}$ :

$$\frac{M_{KY}}{M_{KZ}} = \frac{N \left( L - \frac{a}{2} \right)}{\frac{P a}{2}} \cdot \frac{P a}{4} = \frac{Pr \left( L - \frac{a}{2} \right) \cdot 4}{2lPa} = \frac{2r}{al} \left( L - \frac{a}{2} \right) = \frac{r}{l} \cdot \frac{2(L-a)}{a}.$$

Принимая  $\frac{r}{l} = 0,25$  и  $l = 2a$ , легко получить  $\frac{M_{KY}}{M_{KZ}} = 0,25 \cdot 3 = 0,75$ . При других соотношениях между  $a$  и  $L$ , требующихся по конструктивным соображениям,

$$\frac{M_{KY}}{M_{KZ}} = \alpha.$$

Тогда:

$$M_{KY} = \alpha \cdot M_{KZ}; \quad M_K^2 = M_{KZ}^2 (1 + \alpha^2).$$

При  $\alpha = 0,75$  для  $L = 2a$ :

$$M_K^2 \approx 1,6 M_{KZ}^2$$

или

$$M_K^2 = \frac{1,6 P^2 \cdot a^4}{16} = 0,1 P^2 \cdot a^2.$$

С другой стороны, из расчета на изгиб  $M_K^2 = (0,1 D^3 \cdot R_s)^2$ . Следовательно:

$$0,1 P^2 \cdot a^2 = 0,01 D^6 \cdot R_s^2.$$

Из расчета на удельное давление имеем:

$$a = \frac{S}{2q \cdot D}$$

и при  $S = \frac{P}{\cos \beta_{max}}$ :

$$a = \frac{P}{2 \cos \beta_{max} q D^2}.$$

Тогда:

$$P^3 \cdot \frac{P^2}{4 \cos^2 \beta_{max} \cdot q^2 D^2} = 0,1 D^6 R_s^2,$$

откуда:

$$D = \sqrt[8]{\frac{P^5}{0,4 \cos^2 \beta_{max} q^2 R_s^2}}.$$

При  $\frac{r}{l} = 0,25$ :

$$\operatorname{tg} \beta_{max} = 0,25; \quad \cos^2 \beta_{max} = 0,97^2 = 0,941.$$

Согласно новым нормам, должно быть принято:  $R_s = 1200$  кг/см<sup>2</sup> (сталь № 5).

Если принять удельное давление  $q = 50$  кг/см<sup>2</sup>, то:

$$D = 0,072 \cdot \sqrt{P} \text{ кг.}$$

Длина шейки  $a$  определяется из равенства:

$$a = \frac{S}{2qD}.$$

Головка поперечины (сечение  $C$ , рис. 75). Сечение  $C$  подвержено изгибу в двух плоскостях —  $XY$  и  $XZ$ . Изгибающие моменты  $M_{CZ}$  и  $M_{CY}$  найдены выше.

Размер  $h$  головки поперечины, как длина хвостовой конической части штока, находится из расчета последнего. Расчету подлежит размер  $b$  (рис. 76).

Если средний диаметр отверстия для помещения конца штока будет  $d$ , то моменты сопротивления сечения  $C$  в плоскостях  $XY$  и  $XZ$ :

$$W_Y = \frac{h(b^3 - d^3)}{6b}; \quad W_Z = \frac{h^3(b - d)}{6h}.$$

Наибольшее нормальное напряжение изгиба:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{CZ}}{W_Z} + \frac{M_{CY}}{W_Y}.$$

Размер  $b$  должен быть выполнен таким, чтобы  $\sigma_{\max} \leq 1200 \text{ кг/см}^2$ .  
Площадь опорной поверхности ползуна может быть найдена из расчета на максимальное давление  $\frac{N_{\max}}{2}$  при удельном давлении на ползуне  $q = 5 \text{ кг/см}^2$ .

Крепление ползунуов к поперечине рассчитывается соответственно конструкции.

### 13. Расчет крышки цилиндра

Приводимый ниже расчет справедлив при условии, что крышка совершенно плоская, без укрепляющих ребер. Для расчета применена приближенная теория проф. Баха. Приняты следующие обозначения:

$D$  — диаметр крышки, который считаем равным диаметру окружности центров крепящих болтов;

$P$  — максимальное давление пара при впуске, определяемое из индикаторной диаграммы.

Крышка рассматривается, как круглая пластина, нагруженная равномерно распределенной нагрузкой и свободно опертая по контуру (рис. 77). Чтобы определить нормальное напряжение изгиба в диаметральной сечении крышки, следует найти изгибающий момент для диаметрального сечения. Равнодействующая сила давления пара на крышку будет приложена в точке  $A$  — центре тяжести полукруга, а равнодействующая реактивных давлений по контуру приложена в точке  $B$  — центре тяжести дуги полуокружности.

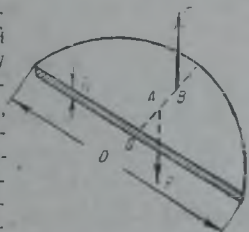


Рис. 77.

$$P = \frac{\pi D^2}{4} \cdot \frac{P}{2}; \quad OA = \frac{2D}{3\pi}; \quad OB = \frac{D}{\pi}.$$

$$\text{Плечо пары } AB = \frac{D}{\pi} - \frac{2D}{3\pi} = \frac{D}{3\pi}.$$

Изгибающий момент в диаметральном сечении:

$$M_{из} = P \cdot AB = \frac{\pi D^2}{8} \cdot \frac{D}{3\pi} \cdot \frac{P}{2} = \frac{P \cdot D^3}{24}.$$

Расчетное уравнение для диаметрального сечения:

$$\frac{\pi D^3}{24} = \frac{D^3}{6} \cdot R_s,$$

откуда толщина крышки:

$$\delta = \frac{D}{2} \sqrt{\frac{P}{R_s}};$$

$$R_s = 300 \div 350 \text{ кг см}^2.$$

### 14. Расчет золотниковой коробки

С точки зрения прочности должна быть определена толщина коробки в части, параллельной плоскости золотникового зеркала.

Пусть размеры прямоугольной крышки будут  $a$  и  $b$ . Как показывает опыт, разрушение прямоугольных пластин под действием равномерно распределенной нагрузки происходит по сечениям, близким к диагональным, поэтому крышка коробки, рассчитывается на изгиб по диагональному сечению (рис. 78).

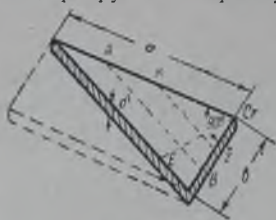


Рис. 78.

Равнодействующая  $P$  равномерно распределенного давления с интенсивностью  $p$  на половину пластинки будет приложена в центре тяжести треугольника на линии  $AB$ , отстоящей от диагонального сечения на одну треть высоты  $CE$ . Равнодействующая реактивных опорных давлений по сторонам  $a$  и  $b$  треугольника будет лежать на линии  $KZ$ , параллельной  $AB$  и стоящей от диагонали на половину высоты треугольника.

Высота  $CE$  треугольника равна:

$$h = \frac{ab}{\sqrt{a^2 + b^2}}$$

Изгибающий момент для диагонального сечения:

$$M_{изг} = P \cdot \frac{h}{2} = p \cdot \frac{h}{3} = p \cdot \frac{h}{6};$$

$$P = p \cdot \frac{ab}{2} \cdot \frac{1}{3} \Rightarrow M_{изг} = p \cdot \frac{ab}{2} \cdot \frac{ab}{6\sqrt{a^2 + b^2}} = \frac{p \cdot a^2 \cdot b^2}{12\sqrt{a^2 + b^2}}$$

Расчетное уравнение для определения толщины пластины:

$$\frac{\delta^2 \sqrt{a^2 + b^2}}{6} = \frac{p \cdot a^2 \cdot b^2}{12\sqrt{a^2 + b^2} R_s} \Rightarrow \delta = \sqrt{\frac{p \cdot a^2 \cdot b^2}{2(a^2 + b^2) R_s}}$$

$$R_s = 300 \div 350 \text{ кг/см}^2.$$

## 15. Расчет шатуна

Расчет шатуна круглого сечения с открытой кривошипной головкой и вилчатой крейцкопфной головкой производится в следующем порядке:

Тело шатуна. Приняты обозначения:

$l$  — полная длина шатуна между центрами головок в сантиметрах;

$D$  — диаметр сечения тела шатуна в сантиметрах.

Гибкость, характеризуемая отношением длины к радиусу инерции сечения, имеет значения меньше 90, что является пределом применимости формулы Эйлера для стали, поэтому расчет следует вести по формуле Тетмайера, принимая запас прочности от 6 до 8 (для стоек с постоянной нагрузкой при расчете по формуле Тетмайера берут от 2 до 5). За расчетную нагрузку принимают давление  $P$  на поршень в его мертвом положении.

Приняты обозначения:

$\sigma_s$  — предел текучести материала шатуна, весьма близкий к пределу пропорциональности поделочной стали:  $\sigma_s = 3350 \text{ кг/см}^2$ ;

$\sigma_{кр}$  — ломающее (критическое) напряжение шатуна;

$\frac{l}{r}$  — гибкость шатуна;

$a$  — постоянный коэффициент.

При этих обозначениях формула Тетмайера имеет вид:

$$\sigma_{кр} = \sigma_s \left( 1 - a \frac{l}{r} \right),$$



или при подстановке числовых значений:

$$\sigma_{кр} = 3350 \left( 1 - 0,00185 \cdot \frac{l}{r} \right).$$

При проектировании нового шатуна задаются диаметром  $D$  тела шатуна, находят гибкость  $\frac{l}{r}$ , равную  $\frac{4l}{D}$ , подставляют ее в формулу Тетмайера и определяют:

$$P_{кр} = \sigma_{кр} \cdot \frac{\pi D^3}{4}.$$

Запас прочности  $n = \frac{P_{сп}}{P}$  должен быть равен или больше 6—8.

Крейцкопфная вильчатая головка (рис. 79). Размеры  $a$  и  $d$  вкладышей головки определяют из расчета шеек поперечины на изгиб и удельное давление (см. расчет поперечины). Размеры  $b$  и  $h$  в сечении  $CD$  вилки определяются из расчета на изгиб и растяжение силой  $\frac{S}{2}$ .

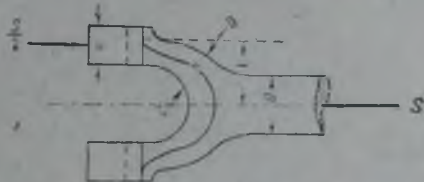


Рис. 79.

Наибольшее нормальное напряжение в сечении  $CD$ :

$$\sigma = \frac{Sl \cdot 6}{2bA^2} + \frac{S}{2bh}.$$

Конструктивно  $b$  и  $h$  должны быть выполнены такими, чтобы  $\sigma \leq 1200$  кг/см<sup>2</sup>.

Головные болты. Рассчитывают на растяжение силой  $\frac{P}{4}$  (при четырех болтах).

Диаметр болтов:

$$\frac{\pi d_0^2}{4} = \frac{P}{4R_z},$$

откуда:

$$d_0 = \sqrt{\frac{S}{\pi R_z}}.$$

Допускаемое напряжение на растяжение для болтов принимают:

$$R_z = 500 \text{ кг/см}^2.$$

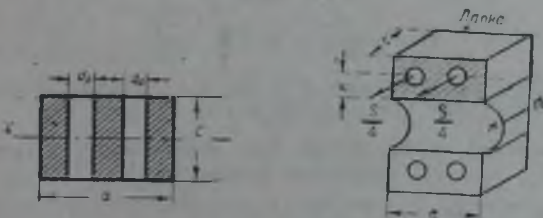


Рис. 80.

Лапки головки шатуна (рис. 80) рассчитывают на изгиб силой  $\frac{P}{2}$  по сечению  $mn$ . Толщина лапки  $C$  должна быть такой, чтобы нормальное напряжение  $\tau = 1200$  кг/см<sup>2</sup>:

$$\sigma = \frac{P \cdot K}{2W_x}.$$

Кривошипная головка (рис. 81). Длину вкладыша и его диаметр определяют из расчета пальца кривошипа на удельное давление и изгиб силой  $P$ .

1. Палец защемлен в щеках кривошипа обоими концами. Для расчета на удельное давление имеется соотношение:

$$q \cdot l d_1 = P.$$

Из расчета на изгиб равномерно распределенной по длине пальца силой  $P$  можем получить:

$$0,1 d_1^3 = \frac{M_{изг}}{R_s} = \frac{S \cdot l}{8 R_s}.$$

Из первого уравнения:

$$l = \frac{P}{q \cdot d_1}.$$

Из второго уравнения:

$$l = \frac{0,8 \cdot d_1^3 \cdot R_s}{P}.$$

или:

$$\frac{P}{q d_1} = \frac{0,8 d_1^3 \cdot R_s}{P}.$$

Тогда диаметр пальца кривошипа  $d_1$  при одновременном удовлетворении прочности на изгиб и на удельное давление получится:

$$d_1 \geq \sqrt[4]{\frac{P^2}{0,8 q R_s}}.$$

где  $R_s = 1200 \text{ кг/см}^2$ , а  $q$  принимается в соответствии с родом материала вкладыша и смазки.

II. Палец защемлен в щеке кривошипа одним концом, а другой конец укреплен сухарями. Для этого случая расчет следует вести по уравнениям:

$$q l d_1 = P; \quad 0,1 d_1^3 = \frac{P \cdot l}{2 R_s}; \quad l = \frac{P}{q d_1};$$

$$l = \frac{0,2 d_1^3 \cdot R_s}{P}; \quad \frac{P}{q d_1} = \frac{0,2 d_1^3 \cdot R_s}{P}.$$

$$d_1^4 = \frac{P^2}{0,2 q R_s}; \quad d_1 = \sqrt[4]{\frac{P^2}{0,2 q R_s}}.$$

Болты кривошипной головки и лапки при открытой кривошипной головке рассчитываются, как в крейцкопфной головке.

#### 16. Определение составляющих сил, действующих в кривошипно-шатунном механизме

Для определения составляющих сил, действующих в кривошипно-шатунном механизме, необходимы:

- 1) индикаторные диаграммы;
- 2) диаметр цилиндра  $D$ ;
- 3) длина шатуна  $L$ ;
- 4) радиус кривошипа  $r$ ;
- 5) число оборотов  $n$ ;
- 6) вес поршня  $Q_n$ ;
- 7) вес шатуна  $Q_{ш}$ ;
- 8) вес шатуна, отнесенный к поршню,  $Q_{шн}$ .

Для определенных положений поршня (допустим, через каждые 15°) при помощи индикаторных диаграмм определяются давления газов  $p$  и силы давления газов на поршень:

$$P_n = p \cdot \frac{\pi D^2}{4}$$

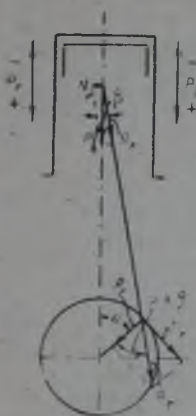


Рис. 82.

Сила  $P_n$  раскладывается на две составляющие (рис. 82): по направлению, перпендикулярному стенке цилиндра  $N_r$ , по направлению оси шатуна  $R_r$ , причем:

$$N_r = P_n \cdot \operatorname{tg} \beta; \quad R_r = P_n \cdot \cos \beta.$$

Если силу  $R_r$  перенести в центр мотылевой шейки и разложить ее по направлению радиуса кривошипа  $P_r$  и по направлению касательной к окружности радиуса  $T_r$ , легко получить:

$$T_r = \frac{P_n \cdot \sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta}; \quad P_r = \frac{P_n \cdot \cos(\alpha + \beta)}{\cos \beta}$$

где  $\alpha$  — угол поворота кривошипа.

Для определения сил инерции находят ускорение поршня:

$$W = r\omega^2(\cos \alpha + \lambda \cdot \cos 2\alpha),$$

где:

$W$  — ускорение поршня;

$\omega$  — угловая скорость;

$\lambda = \frac{r}{l}$  — коэффициент конечности шатуна.

Силы инерции поступательно движущихся масс определяются по формуле:

$$R_w = (m_{шн} + m_n) \cdot W,$$

где:

$m_{шн}$  — масса шатуна, отнесенная к поршню,

$m_n$  — масса поршня.

Составляющие силы — тангенциальная  $T_w$  и радиальная  $P_w$  — определяются по формулам:

$$T_w = \frac{R_w \cdot \sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta}; \quad P_w = \frac{R_w \cdot \cos(\alpha + \beta)}{\cos \beta}$$

Суммируя  $T_r$  и  $T_w$ , а также  $P_r$  и  $P_w$ , найдем результирующие силы в кривошипно-шатунном механизме.

## § 17. Некоторые данные о допускаемых напряжениях в деталях судовых машин

По указанному в настоящей главе методам (см. «Типовые расчеты деталей машин с примерами», издание 1936 г.) рядом пароходств произведен подсчет напряжений в деталях машин у большого количества пароходов и получены во многих случаях очень высокие величины напряжений. Так, согласно сообщению Волготанкера, при подсчете напряжений получены следующие величины:

по пароходу «Арзамас»: в среднем вале — 1745 кг/см<sup>2</sup>, в головном пальце — 2120 кг/см<sup>2</sup>;

по пароходу «Эдуард»: в гребном вале — 1760 кг/см<sup>2</sup>, в пальце — 1740 кг/см<sup>2</sup>;

по пароходу «Радист»: в гребном вале — 1360 кг/см<sup>2</sup>, в пальце — 1620 кг/см<sup>2</sup>;

по пароходу «Смоленск»: в гребном вале — 2135 кг/см<sup>2</sup>;

по пароходу «Волховстрой»: в штоке — 2700 кг/см<sup>2</sup>;

по пароходу «Добрый» в поперечнике — 2680 кг/см.

На всех 23 судах Волготанкера, по которым производились поверочные расчеты, напряжения в отдельных деталях главных машин превосходили величины допускаемых напряжений, принятых на совещании стахановцев Наркомвода, состоявшемся в феврале 1936 года. На этом совещании были установлены следующие величины допускаемых напряжений:

для коленчатых валов — 1200 кг/см<sup>2</sup>;

для прочих валов — 1200 кг/см<sup>2</sup>;

для поперечников — 1200 кг/см<sup>2</sup>;

для кривошипов — 1200 кг/см<sup>2</sup>;

для шпилек — 500 ÷ 600 кг/см<sup>2</sup>;

для крышек паровых машин — 350 кг/см<sup>2</sup>.

Запас прочности в шатунах — 10 ÷ 12, в штоках — 10 ÷ 12.

Регистром Союза ССР после ознакомления с величинами напряжений, полученными Волготанкером, было предложено «произвести поверочные расчеты деталей главных машин у всех судов, для которых перерасчет не производился», и «заменить все детали, напряжения которых превышают нормально допустимые». При этом, по мнению Регистра, «высшим пределом допускаемых напряжений для стали № 5 следует считать 800 кг/см<sup>2</sup>, а не 1200 кг/см<sup>2</sup>, если желательно вести работу главных машин не на износ».

В соответствии с требованием Регистра Центральный технический отдел Наркомречфлота предложил управлениям пароходств при перерасчете деталей машин пользоваться приведенными в настоящей главе типовыми расчетами, рекомендуя при перерасчете коэффициент неравномерности принимать для машин двойного расширения 1,25, а для машин тройного расширения 1,2, добиваясь возможно равномерного распределения мощности по цилиндрам. Кроме того, было предложено «при расчете крутящего момента по гребному валу принимать эффективную мощность за вычетом потерь на трение».

«Упорное давление колес, как правило, должно приниматься по данным динамометрических испытаний, а в случае отсутствия этих данных может быть принят любой метод определения упорного давления из литературных источников».

Далее рекомендованы следующие величины допускаемых напряжений:

для коленчатых валов — 1000 кг/см<sup>2</sup>;

для цапф (поперечников) — 700 кг/см<sup>2</sup>;

для болтов — 350 кг/см<sup>2</sup> при диаметре до 25 мм и 500 кг/см<sup>2</sup> для остальных.

«Удельное давление для коренных валовых шеек при заливке подшипников белым металлом» рекомендовалось «принимать равным до 25 кг/см<sup>2</sup>», удельное давление в цапфах поперечника — 60 кг/см<sup>2</sup>, а на параллели — 4 кг/см<sup>2</sup>.

Народный комиссариат путей сообщения при перерасчете паровозных осей рекомендует величину допускаемых напряжений принимать равной 1600 кг/см<sup>2</sup> без учета динамических напряжений и без учета повышения величины удельного давления (см. С. Д. Подшивалов, Ремонт паровозов, 1933 г.)<sup>1</sup>.

<sup>1</sup> Как видно, вопрос о допускаемых напряжениях в транспортном машиностроении стоит весьма остро.

## ВЕЛИЧИНЫ НАПРЯЖЕНИЙ В ДЕТАЛЯХ СУДОВЫХ ПАРОВЫХ МАШИН<sup>1</sup>

### 1. Общие данные по авариям в деталях судовых механизмов

При исследовании причин аварий деталей судовых механизмов естественно было прежде всего обратиться к анализу напряжений, которые возникали в сломанных деталях в условиях их нормальной работы. Для этой цели были использованы:

- 1) индикаторные диаграммы цилиндров машин;
- 2) эскизы сломанных деталей с указанием мест излома;
- 3) фотографии сломанных деталей;
- 4) обломки от аварийных деталей;
- 5) акты о поломках;
- 6) заключения различных учреждений о вероятной причине поломок;
- 7) чертежи паровых машин некоторых пароходов.

Весь материал был систематизирован по роду сломанных деталей:

- 1) поломки средних валов машин компаунд с головными пальцами — по 25 пароходам;
- 2) поломки гребных валов с опорой на обносе — по 21 пароходу;
- 3) поломки средних валов приводных машин тройного расширения — по 17 пароходам;
- 4) поломки гребных валов приводных машин тройного расширения — по 27 пароходам;
- 5) поломки гребных валов винтовых судов — по 18 пароходам;
- 6) поломки шатунов — по 14 пароходам;
- 7) поломки гребных валов без опоры на обносе — по 55 пароходам;
- 8) поломки поперечин — по восьми пароходам;
- 9) поломки головных пальцев кривошипов — по 23 пароходам;
- 10) поломки кривошипов — по двум пароходам.

Наибольшее количество поломок судовых механизмов у колесных судов падает на наиболее ценную и ответственную деталь — вал. Из 186 рассмотренных поломок валов отмечена 121 поломка по гребным валам и 65 поломок коленчатых валов.

По части пароходов был собран достаточно полный материал, что позволило дать подсчет напряжений во всех наиболее ответственных сечениях валовой линии.

Как указано выше, наибольшее число аварий валов относится к гребным валам, поэтому в первую очередь обратимся к подсчету напряжений именно в них.

### 2. Общий характер поломок гребных валов без опоры на обносе

На волжских колесных судах имеется четыре типа гребных валов. Так, пароход «Турксиб» имеет гребные валы, у которых один конец примыкает к щеке кривошипа, а другой конец свисает свободно, неся на себе колесо; пароходы типа «Рошаль» имеют гребные валы с тремя опорами, из которых одна лежит на обносе судна; пароходы типа «Сакко», так называемые приводные, имеют гребные валы с двумя опорами, несут на консоли колесо, а между опорами — приводную шестерню.

<sup>1</sup> Глава написана М. И. Волским и ассистентом Н. С. Фокичевым.

Места изученных изломов гребных валов без опоры на обносе могут быть разбиты на четыре категории.

К первой категории относятся случаи, когда излом получился либо между сечениями  $ab$  и  $cd$ , либо левее сечения  $ab$  (рис. 83). Эта категория охватывает около 44% всех поломок (гребных) валов.



Рис. 83.

Ко второй категории относятся случаи, когда излом имел место в сечении  $ef$ , приблизительно в середине шейки бортового подшипника. Это

наиболее редкий случай излома — всего около 8% общего числа поломок.

К третьей категории относятся те случаи, когда излом получился в сечении  $kl$  — за бортовым подшипником или в подшипнике у внутреннего борта. Эта категория охватывает около 47% всех поломок гребных валов.

К четвертой категории отнесены случаи, когда излом получился в сечении  $mn$  рамовой шейки или близ нее.

В последующих расчетах вычислены величины напряжений в сечениях  $ab$  и  $cd$  при нормальной работе гребного вала, выяснено влияние износа подшипника на увеличение изгибающего момента в опасном сечении гребного вала и влияние относительного смещения бортового и рамового подшипников на величину напряжений в сечении  $kl$  гребного вала.

### 3. Напряжения в местах излома гребных валов

Для первой категории поломок (сечения  $ab$  и  $cd$ ) для левой от сечения части вала деформирующими факторами являются: 1) вес колеса, 2) реакция упора колеса о воду, 3) температурные напряжения от нагрева в подшипнике и от насадки колесного патрона в горячем состоянии, 4) удар колеса о твердый предмет и 5) передача всего крутящего момента на одно колесо, что случается при большом крене судна.

Для выяснения величины напряжений в сечении  $ab$  или  $cd$  при нормальной работе гребного вала принят следующий порядок расчета:

1) по индикаторным диаграммам цилиндров графическим методом строятся кривые тангенциальных усилий на кривошипах;

2) на основе полученных данных строится кривая суммы касательных усилий или кривая крутящего момента;

3) по построенной кривой определяется то положение кривошипов, при котором крутящий момент коленчатого вала достигает наибольшего значения, после чего находится величина максимума суммы касательных усилий первого, второго и третьего кривошипов;

$$T_{max} = T_1 + T_2 + T_3;$$

4) вычисляется наибольший крутящий момент для гребного вала в предположении, что он распределяется поровну между колесами:

$$M_t = \frac{T_1 + T_2 + T_3}{2} \cdot r,$$

где  $r$  — радиус кривошипа;

5) если гребной вал служит продолжением коленчатого, то найденный момент и является скручивающим моментом для гребного вала, если же речь идет о пароходе приводном, то крутящий момент греб-

ного вала определяется по формуле:

$$M'_t = M_t \cdot i,$$

где:

$i$  — передаточное число пары шестерен;

$$i = \frac{\text{число оборотов коленчатого вала}}{\text{число оборотов гребного вала}};$$

6) определяется максимум реакции упора колеса (рис. 84):

$$P_k = \frac{M'_t \cdot 2}{D_k},$$

где  $D_k$  — диаметр колеса;

7) вычисляется равнодействующая изгибающего усилия на свисающем конце вала:

$$R = \sqrt{P_k^2 + G^2},$$

где  $G$  — вес колеса;

8) по эскизу поломанного вала вычисляется плечо  $b$  равнодействующей  $R$  относительно сечения излома (точка приложения  $R$  предполагалась в середине колесного патрона);

9) определяется изгибающий момент в сечении излома:

$$M_{из} = Rl;$$

10) вычисляется максимум нормальных напряжений на месте излома:

$$\sigma_{max} = \frac{M_{из}}{W_{из}};$$

11) определяется максимум касательных напряжений от кручения при нормальной работе:

$$\tau_{max} = \frac{M_t}{W_p}.$$

Касательными напряжениями от среза силой  $R$  вследствие их незначительной величины пренебрегают.

Результаты подсчетов напряжений в сечениях  $ab$  и  $cd$  сведены в таблицу 6 для 13 пароходов, у которых имелись поломки гребных валов в указанном месте. Найденные величины напряжений в местах изломов ниже допускаемых для валовой стали, и при нормальных условиях валы должны были работать, не ломаясь.

Таким образом, повышение напряжений до величин временного сопротивления материала может быть отнесено или за счет удара колеса о какой-либо твердый предмет, или за счет температурных напряжений, возникающих при насадке в горячем состоянии колесных патронов и при насадке в горячем состоянии буртиков у шейки вала.

Относительно излома гребных валов по сечению  $ef$  или  $kl$  возникает вопрос, при каких условиях в этих сечениях получится максимум изгибающего момента.

Прежде всего такое явление может получиться от неравномерного смещения краев подшипника при плохом его укреплении на подушке или при слабости бортового кронштейна. В самом деле: если левый край подшипника со стороны колеса (рис. 85) под действием давления на подшипник опустится на большую величину, чем правый его край, то точка опоры переместится в сечение  $kl$  и при этом оно окажется опас-

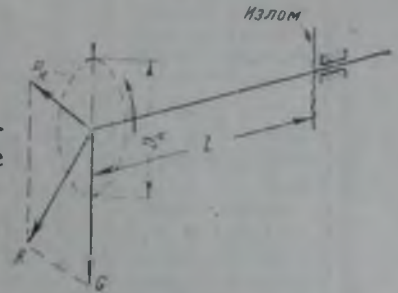


Рис. 84.

Напряжения в сечениях сломавшихся гребных валов при нормальной работе

Название судна	Индикаторная мощность в л. с.	Основные размеры цилиндров и ход поршня	Число оборотов в мин.		Максимум суммы касательных усилий в кг	Диаметр гребного колеса в см	Вес гребного колеса в кг	Расстояние излома от центра приложения равнодействующей в см	Наибольший изгибающий момент в месте излома в кгсм	Диаметр гребного вала в месте излома в см	Наибольшее нормальное напряжение в сечении в кг/см <sup>2</sup>	Наибольшее касательное напряжение в сечении в кг/см <sup>2</sup>	Суммарные напряжения, по Сан-Венану, в кг/см <sup>2</sup>
			коленчатого вала	гребного вала									
„Сакко“ . . . . .	220	$284 \times 422 \times 622$ 455	93	31	7 300	261	3 500	25	99 800	15,2	235	294	494
„Баян“ . . . . .	280	$320 \times 495 \times 770$ 508	85	28	11 870	305	4 200	67	346 000	18,3	563	374	807
„Гриневицкий“ . . . . .	460	$410 \times 662 \times 1024$ 711	68	23	14 100	350	6 750	36	287 000	24,4	198	255	425
„Нарым“ . . . . .	280	$333 \times 498 \times 773$ 508	85	28	11 040	305	4 200	36,5	184 000	18,2	307	354	609
„Нептун“ . . . . .	280	$321 \times 495 \times 774$ 508	85	28	10 820	307	4 200	36,5	182 000	18,2	340	346	620
„Алтай“ . . . . .	750	$790 \times 1403$ 1256	24	24	38 000	389	12 000	32,8	445 000	27,5	214	296	485
„Победитель“ . . . . .	480	$588 \times 1174$ 1142	22	22	31 000	430	7 000	22,8	185 000	23,5	142	340	500
„Камчатка“ . . . . .	160	$331 \times 595$ 915	42	42	5 600	245	1 800	21	43 200	14,0	157	232	377
„Н. Островский“ . . . . .	500	$508 \times 914$ 1372	26	26	27 800	236	10 000	42	482 000	23,8	358	353	640
„Руслан“ . . . . .	750	$771 \times 1421$ 1524	23	23	43 500	381	12 000	33,3	493 000	28,3	217	366	572
„Цюрупа“ . . . . .	400	$547 \times 1012$ 1220	26	26	20 400	348	6 400	31	227 000	21,1	240	330	540
„Метаник“ . . . . .	140	$308 \times 562$ 700	41	41	5 860	256	1 700	18	34 200	13,4	142	230	390
„Труд“ . . . . .	300	$418 \times 635 \times 664$ 914	30	30	18 300	317	6 400	51	354 000	21,2	373	220	500



Максимумы нормальных и касательных напряжений в сечениях сломавшихся гребных валов при разработанном бортовом подшипнике

Название судна	Индикаторная мощность в л. с.	Основные размеры цилиндров и ход поршня в мм	Число оборотов в мин.		Максимум суммы касательных усилий в кг	Диаметр гребного колеса в см	Вес гребного колеса в кг	Расстояние излома от центра расположения равнодействующей в см	Наибольший изгибающий момент в месте излома в кгсм	Диаметр вала в месте излома в см	Наибольшее нормальное напряжение в сечении в кг/см <sup>2</sup>	Наибольшее касательное напряжение в сечении в кг/см <sup>2</sup>	Главные напряжения, по Сан-Венану, в кг/см <sup>2</sup>
			коленчатого вала	гребного вала									
„Алтай“ . . . . .	750	$\frac{790 \times 1403}{1295}$	24	24	38 000	388,6	12 000	132,0	1 790 000	26,8	930	320	1075
„Авангард революции“	870	$\frac{819 \times 1524}{1676}$	22	22	42 000	413,8	13 500	144,1	2 260 000	29,3	892	350	1040
„Комбриг Серов“ . . .	—	$\frac{410 \times 610 \times 991}{1067}$	—	—	22 000	330,0	5 100	100,5	626 000	20,4	737	346	918
„Орел“ . . . . .	640	$\frac{739 \times 1365}{1372}$	25	25	38 000	—	9 500	136,7	1 543 000	24,7	1026	375	1175
„Пересвет“ . . . . .	280	$\frac{360 \times 469 \times 750}{520}$	80	27	11 400	310,0	4 210	87,5	442 000	18,0	758	375	958
„Активист“ . . . . .	460	$\frac{409 \times 643 \times 1018}{712}$	72	24	15 000	344,0	6 750	78,4	633 000	23,4	502	312	698
„Пальма“ . . . . .	220	$\frac{288 \times 425 \times 665}{457}$	92	30	10 200	264,0	3 450	87,0	378 000	16,4	356	394	685
„Эльстон“ . . . . .	500	$\frac{458 \times 720 \times 1120}{610}$	72	24	24 000	332,0	9 800	135,0	1 590 000	28,1	717	248	771

ным, так как здесь повысится величина изгибающего момента. Стремление к такому неравномерному смещению краев всегда имеет место: это видно из того, что вследствие истирания подшипник разрабатывается на конус с большим основанием к стороне колеса (рис. 85). Неравномерное смещение краев может также получиться вследствие оседания бортового подшипника в вертикальной плоскости.

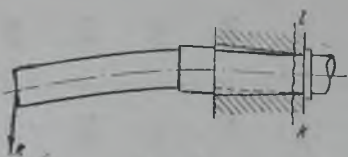


Рис. 85.

Результаты подсчета напряжений в сечении  $kl$  близ буртика, сведены для восьми пароходов в таблицу 7. Метод и порядок расчета были те же, что и при подсчете напряжений, сведенных в таблицу 6. Разработка подшипника увеличивает плечо равнодействующей усилий относительно опасного сечения гребного вала настолько, что нормальные напряжения в этом сечении увеличиваются в несколько раз (сравните таблицы 6 и 7). Этим доказывается необходимость иметь вполне жесткое крепление бортового подшипника, устраняющее возможность его перекоса или смещения во время работы вала. Кроме того, сечение  $kl$  находится в месте перехода от одного диаметра вала к другому, вследствие чего имеет место повышение напряжений.

#### 4. Влияние относительного смещения бортового и рамового подшипников на величины напряжений в гребном валу

Относительное перемещение бортовой и рамовой опор в направлении, перпендикулярном оси вала, может также вызвать увеличение напряжений в сечении  $kl$ . Такое смещение опор может быть получено при сборке машины, если центры подшипников располагаются не на одной прямой, являющейся осью вала: при подтягивании вкладышей ось вала получит вид кривой, и уже в процессе сборки в сечениях вала возникнут начальные напряжения, которые будут накладываться на напряжения, полученные при работе вала. Смещение опор может получиться и при работе вала вследствие податливости оснований, на которых помещены опоры (бортовой кронштейн или рама).

Последующий расчет относится к разбору влияния относительного перемещения опор в направлении, перпендикулярном оси вала на напряжения в нем, при условии, что ось подшипника во время перемещения не поворачивается, а остается параллельной самой себе.

Предположим, что одна из опор (безразлично какая, хотя бы рамовая) сместилась из точки  $B$  в точку  $B'$  на некоторую величину  $f$  (рис. 86). Тогда прямая ось вала изогнется, и кривая  $AB'$  изобразит согнутую ось вала на данном участке. Расстояние между внутренними буртами подшипников обозначим через  $L$ .

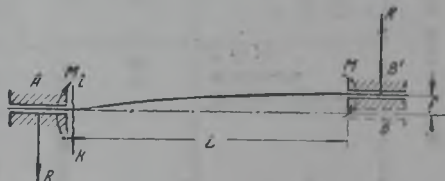


Рис. 86.

При смещении рамовой опоры в сечении  $kl$  появится изгибающий момент заземления  $M$ ; такой же величины момент, но противоположно направленный, появится и у внутреннего борта рамового подшипника. На опорах появятся также реакции  $R$  равной величины.

Для решения задачи следует отбросить рамовый подшипник и рас-

сма тривать вал как обычную консольную балку с приложенными на конце ее силой  $R$  и моментом  $M$ .

Пользуясь методом наложения при определении деформаций, можно найти выражение прогиба и угла касательной с первоначальной осью в точке  $B'$ .

Прогиб от действия силы  $R$ :

$$f_1 = \frac{RL^3}{3EI}.$$

Прогиб от действия момента  $M$ :

$$f_2 = -\frac{ML^2}{2EI}.$$

Сумма прогибов  $f_1$  и  $f_2$  даст суммарную величину перемещения рамового подшипника:

$$f = f_1 + f_2; \quad f = \frac{RL^3}{3EI} - \frac{ML^2}{2EI}. \quad (I)$$

Угол касательной к кривой изогнутой оси балки от действия силы  $R$ :

$$\varphi_1 = +\frac{RL^2}{2EI}.$$

Угол касательной к кривой изогнутой оси балки от действия момента  $M$ :

$$\varphi_2 = -\frac{ML}{EI}.$$

Если принять, что подшипники являются местами защемления, углы на опорах будут равны нулю:

$$\varphi_1 + \varphi_2 = 0; \quad \frac{RL^2}{2EI} - \frac{ML}{EI} = 0. \quad (II)$$

Решая полученную систему уравнений (I) и (II) относительно момента защемления  $M$ , легко найти:

$$M = \frac{6EIf}{L^2}.$$

Эта формула дает величину изгибающего момента в зависимости от величины смещения рамовой опоры.

Максимум нормального напряжения в сечении гребного вала может быть найден по формуле:

$$\sigma_{max} = \frac{M}{W_{из}}.$$

Подставляя значения  $I = \frac{\pi d^4}{64}$  и  $W_{из} = \frac{\pi d^3}{32}$ , получим для  $\sigma_{max}$  следующее выражение:

$$\sigma_{max} = \frac{3Efd}{L^2}.$$

Это выражение дает зависимость между величиной относительного смещения подшипников и величиной нормального напряжения в сечении  $kl$ , возникающего только от относительного смещения подшипников. Величина нормального напряжения прямо пропорциональна смещению подшипников.

В качестве примера ниже приведены величины напряжений по сломавшемуся гребному валу парохода «Крестьянин» мощностью в 1000 л. с.

Основные данные по валу:  $L = 200$  см,  $d = 32$  см,  $E = 2,1 \times 10^6$  кг/см<sup>2</sup>.

Пусть смещение рамовой опоры было  $f=0,1$  см. Подставляя данные величины в выражение  $\sigma_{max}$ , получим:

$$\sigma_{max} = 500 \text{ кг/см}^2.$$

Если величина смещения будет  $f=0,4$  см, то:

$$\sigma_{max} = 2000 \text{ кг/см}^2.$$

Из примера видно, как опасно допускать смещение подшипников.

### 5. Поломки средних валов

Определение напряжений в сечениях сломавшихся средних валов является далеко не такой простой задачей, как для гребного вала, так как в сечениях среднего вала напряжения обусловлены не только влиянием гребного колеса, но главным образом усилиями на кривошипах. Большинство поломок средних валов происходит в сечениях у рамовой опоры, в месте посадки шейки кривошипа (рис. 87).

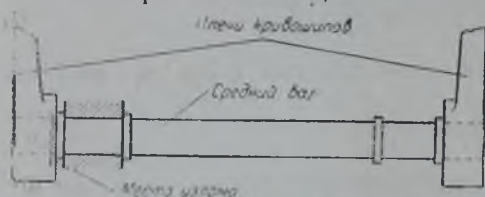


Рис. 87.

В настоящем разделе дано приближенное решение вопроса о напряжениях в средних валах. Весь валопровод рассматривается как

многоопорная балка постоянного сечения. Обычно во всех валах диаметр шейки кривошипа меньше диаметра коренной шейки вала, и жесткость на изгиб шейки и шек кривошипа не равна жесткости при изгибе основного вала. Напряжения в более жестких частях будут меньше напряжений, полученных в частях с меньшей жесткостью.

Ниже приведен подсчет напряжений в сечениях валопровода парохода «Чеченец» с машиной компаунд индикаторной мощностью в 750 л. с.

Основные данные по пароходу «Чеченец»:

Размеры машины в мм  $\frac{765 \times 1420}{1524}$ .

Диаметр гребного колеса  $D_k = 3810$  мм.

Вес гребного колеса  $G = 12\,000$  кг.

Диаметр шейки гребного вала  $D = 278$  мм.

Диаметр шейки кривошипа  $d = 197$  мм.

На рис. 88 представлена схема расположения оси вала относительно оси цилиндров, а на рис. 89 приведены длины участков вала и действующие на валопровод усилия.



Рис. 88.

В сечениях у мест посадки кривошипов наибольшие напряжения нужно ожидать в моменты, когда на кривошипы действуют наибольшие усилия, т. е. в мертвых положениях кривошипов.

Рассмотрим случай, когда кривошип цилиндра низкого давления займет мертвое положение (рис. 88 и 89).

Для этого случая из построенных графическим методом диаграмм касательных и радиальных усилий определены величины касательных ( $T_1$  и  $T_2$ ) и радиальных ( $P_1$  и  $P_2$ ) усилий:

$$P_1 = 8750 \text{ кг}; \quad T_1 = 25300 \text{ кг}; \quad P_2 = 35200 \text{ кг}; \quad T_2 = 0.$$

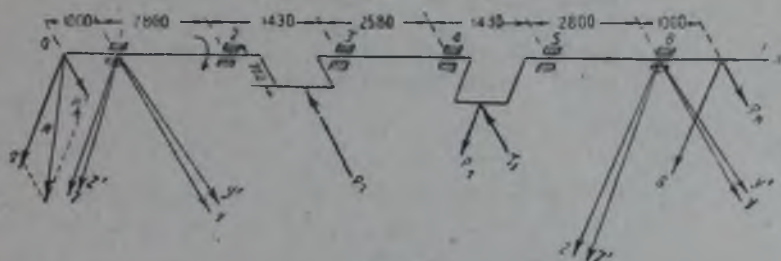


Рис. 89.

Если предположить, что крутящий момент, передаваемый кривошипом цилиндра высокого давления, поровну распределяется между гребными колесами, можно найти крутящий момент для участков вала 0—4 и 5—7 (рис. 89):

$$M_1 = \frac{T_1 \cdot r}{2} = \frac{25300 \cdot 76.2}{2} = 964000 \text{ кгсм.}$$

Окружное усилие колеса при данном расположении кривошипов:

$$P_k = \frac{M_1 \cdot 2}{D_k} = \frac{964000 \cdot 2}{381} = 5060 \text{ кг.}$$

Далее определяются изгибающие моменты у бортовых опор 1 и 6 в двух плоскостях: в плоскости  $XU$  ( $M_z$ ), совпадающей с плоскостью кривошипа цилиндра низкого давления, и в плоскости  $XU$  ( $M_y$ ), совпадающей с плоскостью кривошипа цилиндра высокого давления (рис. 88 и 89).

Действующие силы проектируются на оси координат, и определяются составляющие равнодействующей ( $P$ ):

$$P_y = G \cdot \sin 15^\circ + P_k \cdot \cos 15^\circ = 7990 \text{ кг};$$

$$P_z = G \cdot \cos 15^\circ - P_k \cdot \sin 15^\circ = 10290 \text{ кг.}$$

Изгибающие моменты на опорах равны:

$$M_{1z} = M_{6z} = -799000 \text{ кгсм};$$

$$M_{1y} = M_{6y} = +1029000 \text{ кгсм.}$$

Далее находят изгибающие моменты на опорах 2, 3, 4 и 5.

Если рассматривать вал как многоопорную балку, можно воспользоваться теорией о трех моментах:

$$M_{n-1} l_n + 2M_n (l_n + l_{n+1}) + M_{n+1} l_{n+1} = -6 \Sigma A \phi.$$

В правой части  $\Sigma A \phi$  представляет сумму фиктивных реакций от нагрузок в пролете.

Изгибающие моменты определяются в двух плоскостях  $XU$  и  $YU$ .

На рис. 90 приведена схема вала с усилиями в плоскости  $XU$ , а на рис. 91 — схема вала с усилиями в плоскости  $XZ$ .

Применяя формулу теоремы о трех моментах для четырех пар пролетов, легко получить для каждой плоскости систему четырех уравнений:

$$\begin{aligned} 846 M_{3Z} + 143 M_{4Z} &= 494 \cdot 10^6; \\ 143 M_{2Z} + 802 M_{3Z} + 258 M_{4Z} &= 270 \cdot 10^6; \\ 258 M_{3Z} + 802 M_{4Z} + 143 M_{5Z} &= 194 \cdot 10^6; \\ 143 M_{4Z} + 846 M_{5Z} &= 418 \cdot 10^6; \\ 846 M_{2Y} + 143 M_{3Y} &= 288 \cdot 10^6; \\ 143 M_{2Y} + 802 M_{3Y} + 258 M_{4Y} &= 0; \\ 258 M_{3Y} + 802 M_{4Y} + 143 M_{5Y} &= 67 \cdot 10^6; \\ 143 M_{4Y} + 846 M_{5Y} &= 221 \cdot 10^6. \end{aligned}$$

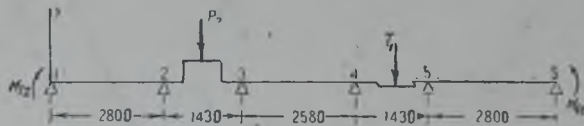


Рис. 90.

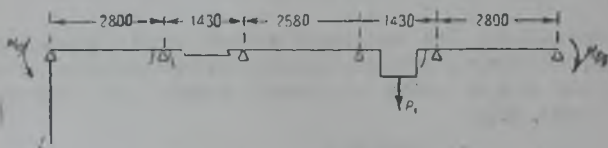


Рис. 91.

Решение этих систем уравнений дает:

$$\begin{aligned} M_{2Z} &= +548\,000 \text{ кгсм}; & M_{2Y} &= -343\,500 \text{ кгсм}; \\ M_{3Z} &= +210\,000 \text{ кгсм}; & M_{3Y} &= +20\,600 \text{ кгсм}; \\ M_{4Z} &= +89\,000 \text{ кгсм}; & M_{4Y} &= +127\,000 \text{ кгсм}; \\ M_{5Z} &= +480\,000 \text{ кгсм}; & M_{5Y} &= -282\,000 \text{ кгсм}. \end{aligned}$$

Найдя значение опорных моментов, можно подсчитать наибольшие напряжения в сечениях вала.

Опоры 1 и 6 (середины шек бортовых опор).

Результирующий изгибающий момент в сечении:

$$M = \sqrt{M_{1Z}^2 + M_{1Y}^2} = 1\,302\,000 \text{ кгсм}.$$

Наибольшее нормальное напряжение:

$$\sigma_{max} = \frac{M}{W_{из}} = \frac{1302000}{0,1 \cdot 27,8^3} = 605 \text{ кг/см}^2.$$

Наибольшее касательное напряжение:

$$\tau_{max} = \frac{M_t}{W_K} = \frac{961000}{0,2 \cdot 27,8^3} = 224 \text{ кг/см}^2.$$

Во всех остальных сечениях рамовых шек (2, 3, 4 и 5) напряжения окажутся меньше найденных величин для опор 1 и 6, так как деформирующие факторы для этих промежуточных опор меньше, чем для крайних.

Далее определяют наибольшие напряжения в частях кривошипа (щека и шейка) цилиндра низкого давления.

На схеме это соответствует пролету 2—3. На рис. 92 дана схема действия сил на кривошип цилиндра низкого давления.

Здесь ломаная  $2abc3$  является осевой линией для элементов кривошипа.

Определяются составляющие реакции на опоре 2, вызываемые моментами  $M_2$  и  $M_3$  и силой  $P_2$ , а также изгибающие моменты в точках  $a$  и  $c$  — центрах тяжести сечений щеки и в точке  $b$  — центре тяжести сечения середины пальца кривошипа.

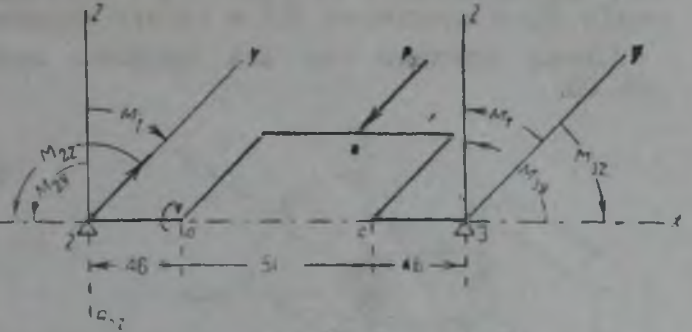


Рис. 92.

В плоскости  $XY$  имеем:

$$R_{2Y} = 19960 \text{ кг}; \quad M_{aZ} = 370\,000 \text{ кгсм}; \\ M_{bZ} = -879\,000 \text{ кгсм}, \quad M_{cZ} = -487\,000 \text{ кгсм}.$$

В плоскости  $XZ$  имеем:

$$R_{2Z} = -2550 \text{ кг}; \quad M_{aY} = -226\,500 \text{ кгсм}; \\ M_{bY} = -161\,500 \text{ кгсм}; \quad M_{cY} = -96\,500 \text{ кгсм}.$$

Опасное сечение левой щеки кривошипа, примыкающей к опоре 2, лежит у шейки кривошипа (рис. 93).

Схема действия сил для опасного сечения щеки кривошипа показана на рис. 94.

Изгибающий момент в опасном сечении в плоскости  $YZ$ :

$$M_{X_{max}} = -(M_t + R_{2Z} \cdot l) = -(964\,000 + 2550 \cdot 58,5) = -1\,113\,000 \text{ кгсм}.$$

Здесь  $l$  — расстояние от оси  $X$  до опасного сечения (см. рис. 93).

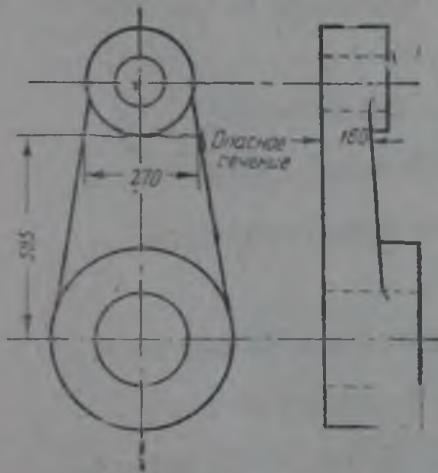


Рис. 93.

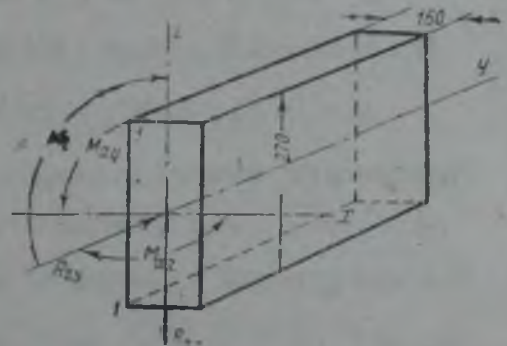


Рис. 94.

Наибольшее напряжение сжатия получится в точке 1:

$$\sigma_{max} = \frac{R_{2Y}}{ab} + \frac{M_{X_{max}} \cdot 6}{ab^2} + \frac{M_{aZ} \cdot 6}{a^2b} = 45 + 573 + 321 = 939 \text{ кг/см}^2.$$

Здесь  $a = 16$ ,  $b = 27$  (см. рис. 94).

Как видно из примера, наибольшее нормальное напряжение от изгиба плеча получается за счет момента, скручивающего вал.

Определим наибольшее напряжение в шейке кривошипа цилиндра низкого давления. Шейка подвержена действию изгибающего момента  $M_{sz}$  в плоскости  $XY$ , изгибающего момента  $M_{sy}$  в плоскости  $XZ$ , скручивающего момента  $M_t$  в плоскости  $YZ$ , изгибающего момента  $M_k$  в плоскости  $XZ$  и сдвигу силами  $Q_y, Q_z$ .

Схема действия сил для среднего сечения шейки показана на рис. 95.

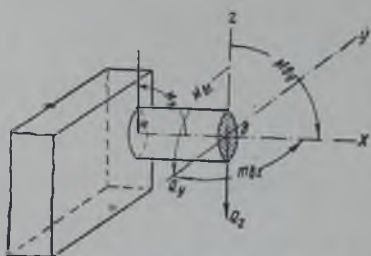


Рис. 95.

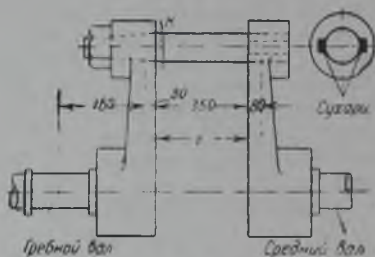


Рис. 96.

Крутящий момент  $M_t$ , действуя на плечи кривошипа в разных направлениях, стремится произвести перемещение концов шейки в разные стороны (левый — вниз, правый — вверх) силами:

$$R = \frac{M_t}{r} = \frac{964000}{76.2} = 12650 \text{ кг.}$$

В корне шейки  $K$  получится момент защемления:

$$M'_{KY} = +R \frac{l}{2}.$$

Определение напряжений в корне шейки (в сечении  $K$ ) производится следующим путем. Размеры кривошипа приведены на рис. 96.

Изгибающий момент в плоскости  $XZ$ :

$$M'_{KY} = + \frac{Rl}{2} = + 12650 \times \frac{36}{2} = 221500 \text{ кгсм;}$$

$$M'_{KY} = M_{2Y} + R_{2Z} \cdot 54 = -343500 + 2550 \cdot 54 = -206800 \text{ кгсм;}$$

$$M_{KY} = M'_{KY} + M'_{KY} = 221500 - 206800 = 14700 \text{ кгсм.}$$

Изгибающий момент в плоскости  $XY$ :

$$M_{KZ} = M_{2Z} - R_{2Y} \cdot 54 = 548000 - 19960 \cdot 54 = -530000 \text{ кгсм.}$$

Результирующий изгибающий момент в сечении  $K$ :

$$M_{рез} = \sqrt{M_{KY}^2 + M_{KZ}^2} = \sqrt{14700^2 + 530000^2} = 531000 \text{ кгсм.}$$

Максимальное напряжение в сечении  $K$ :

$$\sigma_{max} = \frac{M_{рез}}{0,1 d^3} = \frac{531000}{0,1 \cdot 19,7^3} = 700 \text{ кг/см}^2.$$

Напряжения в середине шейки в сечении  $b$  при известных:

$$M_{sy} = 161500 \text{ кгсм (как получилось выше);}$$

$$M_{sz} = 879000 \text{ кгсм.}$$



Результирующий изгибающий момент в середине шейки:

$$M_{рез} = \sqrt{M_{сГ}^2 + M_{iZ}^2} = 899\,000 \text{ кгсм.}$$

Наибольшее напряжение:

$$\sigma_{max} = \frac{899000}{0,1 \cdot 19,7^3} = 1185 \text{ кг/см}^2.$$

Крутящий момент в шейке:

$$M_{от} = M_i + R_{iZ} \cdot r = 964\,000 + 2550 \cdot 76,2 = 1\,158\,000 \text{ кгсм,}$$

где  $r$  — радиус кривошипа (см. рис. 89).

Касательные напряжения в шейке:

$$\tau_{max} = \frac{M_{от}}{W_x} = \frac{1\,158\,000}{0,2 \cdot 19,7^3} = 757 \text{ кг/см}^2.$$

Как видно, нормальные и касательные напряжения в шейке получились чрезмерно большие. Это объясняется тем, что диаметр шейки кривошипа слишком мал. Если бы диаметр шейки был таким же, как и диаметр вала, то максимум нормального напряжения был бы равен только:

$$\sigma_{max} = \frac{899000}{0,1 \cdot 27,5^3} = 420 \text{ кг/см}^2.$$

Авария с пароходом «Чеченец» получилась вследствие поломки среднего вала на опоре 3. Как сказано выше, напряжения в этом месте меньше, чем на опоре 1 или 6, поэтому данную поломку с точки зрения обычных напряжений обосновать трудно. Здесь, как увидим ниже, решающим фактором поломки явились большие температурные напряжения от посадки кривошипа в горячем состоянии.

Предыдущий расчет был сделан в предположении, что головной палец (шейка кривошипа) защемлен в щеках кривошипа, вследствие же расстройств соединения пальца со щекой может получиться несколько иная картина. Колено вала (кривошипа) на буксирных пароходах имеет так называемый головной палец, один конец которого защемляется в щеке кривошипа коническим отростком и гайкой, а другой имеет цилиндрическую форму с тремя дорожками по образующей пальца, в которые закладываются сухари шпонки (обычно медные) — для крепления этого конца в щеке кривошипа (рис. 96).

При помощи сухарей вал «отыгрывается» при перекосах щек кривошипа.

При ослаблении сухарей наблюдается стук, вызываемый ударами конца пальца в гнезде плеча.

В случае неплотной посадки пальца он начинает работать не как балка, защемленная двумя концами, а как балка с одним защемленным концом и другим свободно лежащим на опоре — по схеме, приведенной на рис. 97. В этом случае, как известно, наибольшая реакция и наибольший изгибающий момент получаются в месте заделки пальца кривошипа. При  $T_1 = T_2$  крутящего момента на среднем валу не будет, гнездо кривошипа с сухарями становится очень податливым к перемещению вокруг оси вала, и вся нагрузка на палец ляжет на то плечо кривошипа, в котором имеется полное защемление пальца. В этом случае указанное плечо с пальцем

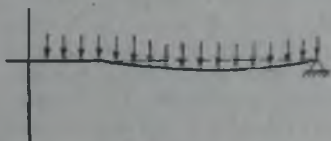


Рис. 97.

необходимо рассматривать как консольную балку (рис. 98). При этом условии полное давление на палец при положении кривошипа, когда  $T_1 \approx T_2$ , будет:  $P_2 \approx 30\,000$  кг.

Напряжение в корне пальца:

$$\sigma_{max} = \frac{M_{из}}{W_{из}} = \frac{30000 \cdot 17,5}{0,1 \cdot 19,7^3} = 687 \text{ кг/см}^2.$$

Напряжение в коренной шейке у буртика плеча:

$$\sigma_{max} = \frac{30000 \cdot 51,5}{0,1 \cdot 27,8^3} = 720 \text{ кг/см}^2.$$

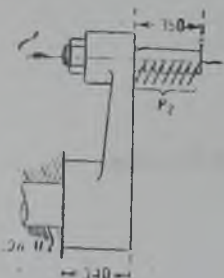


Рис. 98.

## 6. Расчет среднего и гребного валов парохода «Чеченец» как двухопорной балки

Напряжения в среднем и гребном валах определяются в предположении, что они работают как двухопорные балки. Такой метод расчета будет вполне справедлив при условии слабости конца кривошипного пальца в том гнезде плеча кривошипа, где он укреплен сухарями; глухое крепление конца пальца находится в плече кривошипа среднего вала. Ниже определены максимальные напряжения при этом условии.

Средний вал при вышеуказанных предположениях является двухопорной консольной балкой, и, следовательно, наибольшие напряжения следует искать в сечениях на опорах такой балки.



Рис. 99.

Схема нагрузки вала представлена в самом общем виде на рис. 99. Здесь:

$P_1$  и  $T_1$  — радиальное и касательное усилия на палец кривошипа цилиндра высокого давления;

$P_2$  и  $T_2$  — то же на палец кривошипа цилиндра низкого давления;

$R_1$  и  $R_2$  — реакции, действующие на концы пальцев со стороны гнезда в плече кривошипа гребного вала. Эти реакции  $R_1$  и  $R_2$  получаются за счет противодействия повороту гребного вала.

Наибольшие нормальные напряжения в месте заделки пальца (где часто происходят поломки) и в коренной шейке получаются при таком положении гребного вала, когда геометрическая сумма изгибающих моментов в двух плоскостях (плоскости кривошипа и перпендикулярной к ней) от сил  $P$ ,  $T$  и  $R$  достигнет наибольшей величины.

Такое положение гребного вала может быть найдено путем сравнительного анализа индикаторных диаграмм цилиндров.

Так как в любой момент  $R$  и  $T$  направлены в противоположные стороны, то максимум изгибающего усилия в плоскости, перпендикулярной кривошипу, для корня пальца, как и для рамовой шейки, получается или когда  $T = 0$ , или когда  $R = 0$ .

$R$  не может быть равно нулю, так как гребной вал оказывает постоянное сопротивление вращению, и тогда одним из наиболее опасных

положений кривошипов является случай, когда  $T = 0$  и  $P = P_{max}$ , т. е. при мертвом положении одного из кривошипов.

Необходимо исследовать два положения кривошипов.

Первое положение — кривошип цилиндра низкого давления в мертвой точке.

При помощи построенных графическим методом диаграмм касательных и радиальных усилий для обоих кривошипов определены величины усилий:

$$P_2 = 35\,200 \text{ кг};$$

$$P_1 = 25\,300 \text{ кг};$$

$$T_2 = 0;$$

$$T_1 = 25\,300 \text{ кг}.$$

Схема нагрузки среднего вала представлена на рис. 100.

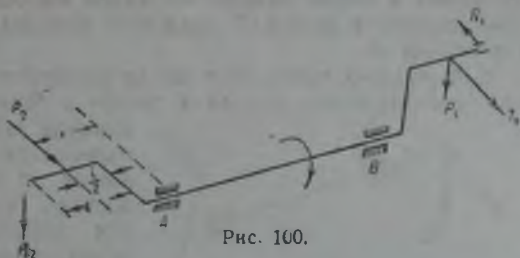


Рис. 100.

Если предположить, что крутящий момент, создаваемый кривошипом цилиндра высокого давления, поровну распределяется между обоими гребными валами, получим:

$$R_1 = R_2 = \frac{T_1}{2} = \frac{25\,300}{2} = 12\,650 \text{ кг}.$$

Длина пальца (между щеками)  $e = 35$  см (см. рис. 96).

Геометрическая сумма изгибающих моментов для корня пальца цилиндра низкого давления:

$$\begin{aligned} M_A &= \sqrt{\left(P_2 \cdot \frac{e}{2}\right)^2 + (R_2 e)^2} = \frac{e}{2} \sqrt{P_2^2 + 4R_2^2} = \\ &= \frac{35}{2} \cdot \sqrt{30\,200^2 + 4 \cdot 12\,650^2} = 757\,000 \text{ кгсм}. \end{aligned}$$

Наибольшее нормальное напряжение в корне пальца:

$$\sigma_{max} = \frac{757\,000}{0,1 \cdot 1,19 \cdot 1,3} = 995 \text{ кг/см}^2.$$

Геометрическая сумма изгибающих моментов для сечения А середины шейки рамовой опоры равна:

$$\begin{aligned} M_{ш} &= \sqrt{(P_2 \cdot C)^2 + \left[R_2 \left(C + \frac{l}{2}\right)\right]^2} = \\ &= \sqrt{(35\,200 \cdot 71,5)^2 + (12\,650 \cdot 89)^2} = 2\,760\,000 \text{ кгсм}. \end{aligned}$$

Наибольшее нормальное напряжение в середине шейки коренной опоры:

$$\sigma_{max} = \frac{2\,760\,000}{0,1 \cdot 27,89} = 1\,280 \text{ кг/см}^2.$$

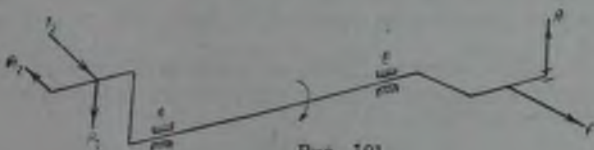


Рис. 101.

Второе положение — кривошип цилиндра высокого давления в мертвой точке.

На рис. 101 дана схема нагрузки среднего вала при рассматриваемом положении кривошипов.

Согласно предыдущему:

$$P_1 = 32\,200 \text{ кг};$$

$$T_2 = 22\,000 \text{ кг};$$

$$R_1 = \frac{T_2}{2} = 11\,000 \text{ кг}.$$

Так как  $P_1 < P_2$  и  $R_1 < R_2$  (см. выше значения  $P_2$  и  $R_2$ ), то напряжения в корне пальца цилиндра высокого давления и в середине коренной шейки  $B$  окажутся меньше, чем подсчитанные ранее для опоры  $A$ .

Как указано выше, этот метод расчета справедлив только при условии слабны конца пальца в гнезде с сухарями. Если же учитывать влияние защемления и второго конца пальца при помощи сухарей, то напряжения в двух разобранных сечениях должны быть меньше найденных, так как защемление создает на конце пальца момент, направленный в противоположную сторону относительно момента реакции  $R_1$ , действующей на конце пальца.



Рис. 102.

На рис. 102 представлена схема нагрузки гребного вала, когда кривошип цилиндра низкого давления находится в мертвом положении:

$R_2$  — давление от конца пальца на конец щеки кривошипа;  
 $P_2$  — радиальное давление на щеку, причем  $P_2 < P_1$ , где  $P_1$  — давление на палец при мертвом положении кривошипов. Отсюда видно, что напряжения в середине коренной шейки гребного вала будут меньше, чем для коренной шейки среднего вала.

## 7. Подсчет напряжений в сечениях вала парохода мощностью в 560 и. л. с.

Данные для расчета: машина — тройного расширения, причем цилиндры высокого и среднего давления работают по системе тандем на один кривошип, а цилиндр низкого давления — на другой кривошип;

размеры машины в мм:  $\frac{508 \times 762 \times 1193}{686}$ ;

длина шатуна — 2740 мм;

диаметр гребного колеса  $D_k = 4120$  мм;

вес гребного колеса  $G = 8500$  кг;

диаметр вала  $D = 240$  мм;

угол наклона цилиндров к горизонту  $\alpha = 10^\circ$ ; линейные размеры валопровода (рис. 100):  $l = 1000$  мм,  $a = 2500$  мм,  $b = 1180$  мм,  $c = 1770$  мм.

Максимальные давления на кривошипы будут при мертвых положениях шатунов.

При помощи индикаторных диаграмм найдены усилия на кривошипы.

На кривошипах цилиндров высокого и среднего давления в мертвом положении действуют усилия:

$$P_1 = 13\,170 \text{ кг};$$

$$P_2 = 17\,330 \text{ кг}.$$

Суммарное усилие на кривошипе цилиндра высокого и среднего давлений равно:

$$P = P_1 + P_2 = 30\,500 \text{ кг}.$$

На кривошип цилиндра низкого давления в мертвом положении действует усилие  $P_3 = 19\ 000$  кг.

Для расчета принято положение кривошипов, когда кривошип двух цилиндров тандем находится в мертвой точке (рис. 103). С помощью

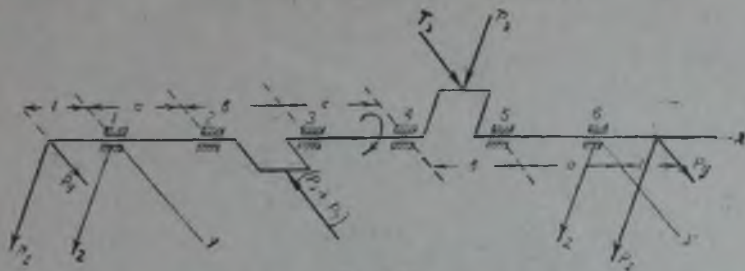


Рис. 103.

индикаторной диаграммы цилиндра низкого давления найдены графически величины радиального и касательного усилий на кривошип (цилиндр низкого давления отстает на  $90^\circ$  от цилиндров высокого и среднего давления).

$$P_3 = 8300 \text{ кг (кривошип сжат);}$$

$$T_3 = 16300 \text{ кг.}$$

Крутящий момент для одного колеса:

$$M_t = \frac{T_3 r}{2} = \frac{16300 \cdot 68,6}{2} = 558\ 000 \text{ кгсм.}$$

Реакция упора колеса:

$$P = \frac{2M_t}{D_k} = \frac{558\ 000 \cdot 2}{412} = 2710 \text{ кг.}$$

Изгибающие усилия  $P_y$  и  $P_z$  в плоскостях  $OY$  и  $OZ$  на консоли бортового подшипника могут быть найдены таким же методом, как для парохода „Чеченец“ (см. расчет вала парохода „Чеченец“ и рис. 88 и 89).

$$P_y = +G \cdot \sin \alpha + P_k \cdot \cos \alpha = 8500 \cdot 0,174 + 2710 \cdot 0,985 = 4150 \text{ кг.}$$

$$P_z = +G \cdot \cos \alpha - P_k \cdot \sin \alpha = 8500 \cdot 0,985 - 2710 \cdot 0,174 = 7900 \text{ кг.}$$

Составляющие изгибающих моментов на опорах  $I$  и  $6$  будут:

$$M_{1Z} = M_{6Z} = P_y \cdot l = -4150 \cdot 100 = -415\ 000 \text{ кгсм;}$$

$$M_{1Y} = M_{6Y} = P_z \cdot l = 7900 \cdot 100 = 790\ 000 \text{ кгсм.}$$

Опорные изгибающие моменты определяют по формуле теоремы о трех моментах, и при этом вал принимают как балку постоянного сечения. Для определения опорных моментов получаются две системы уравнений (см. рис. 104 и 105).

$$736 M_{2Y} + 118 M_{3Y} = -197,5 \cdot 10^6;$$

$$118 M_{2Y} + 590 M_{3Y} + 177 M_{4Y} = 0;$$

$$177 M_{3Y} + 590 M_{4Y} + 118 M_{5Y} = 43,3 \cdot 10^6;$$

$$118 M_{4Y} + 736 M_{5Y} = -154,2 \cdot 10^6;$$

$$\begin{aligned}
 736 M_{2Z} + 118 M_{3Z} &= 263 \cdot 10^6; \\
 118 M_{2Z} + 590 M_{3Z} + 177 M_{4Z} &= +159,3 \cdot 10^6; \\
 177 M_{3Z} + 590 M_{4Z} + 118 M_{5Z} &= -85,1 \cdot 10^6; \\
 118 M_{4Z} + 736 M_{5Z} &= +18,6 \cdot 10^6.
 \end{aligned}$$

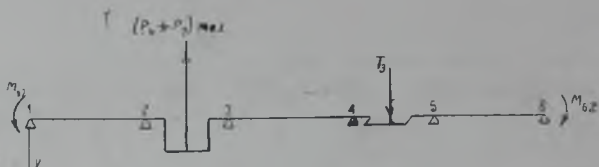


Рис. 104.

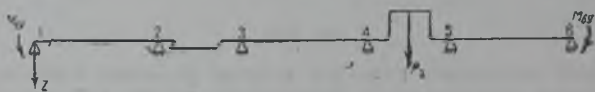


Рис. 105.

Решая эти системы уравнений, получим:

$$\begin{aligned}
 M_{2Y} &= -271\,300 \text{ кгсм}; & M_{2Z} &= +312\,500 \text{ кгсм}; \\
 M_{3Y} &= +20\,350 \text{ кгсм}; & M_{3Z} &= +279\,800 \text{ кгсм}; \\
 M_{4Y} &= +112\,700 \text{ кгсм}; & M_{4Z} &= -240\,900 \text{ кгсм}; \\
 M_{5Y} &= -228\,000 \text{ кгсм}; & M_{5Z} &= +63\,900 \text{ кгсм}.
 \end{aligned}$$

Составляющие реакции на опоре 2 равны (рис. 106):

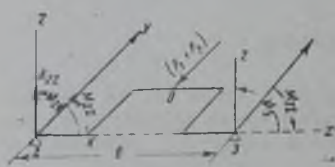


Рис. 106.

$$\begin{aligned}
 R_{2Y} &= \frac{P_1 + P_2}{2} + \frac{M_{2Z} - M_{3Z}}{6} = \\
 &= \frac{30500}{2} + \frac{312500 - 279800}{118} = 15530 \text{ кг}; \\
 R_{2Z} &= \frac{M_{2Y} + M_{3Y}}{6} = \\
 &= \frac{171300 + 20350}{118} = 2470 \text{ кг}.
 \end{aligned}$$

Ниже определены напряжения, возникающие в частях коленчатого вала.

Коренная шейка. Наибольшие нормальные напряжения будут в коренной шейке промежуточной опоры 2 (примыкающей к кривошилу цилиндров высокого и среднего давления).

Суммарный изгибающий момент равен:

$$M_2 = \sqrt{M_{2Z}^2 + M_{2Y}^2} = \sqrt{312\,500^2 + 271\,300^2} = 413\,000 \text{ кгсм}.$$

Максимум нормального напряжения равен:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_2}{0,1D^3} = \frac{413000}{0,1 \cdot 24^3} = 298 \text{ кг/см}^2.$$

Напряжения на крайних опорах не определяют, так как они при рассматриваемом положении кривошипа не будут наибольшими.

Левая щека кривошипа (рис. 107). Составляющие изгибающего момента для центра тяжести щеки кривошипа:

$$M_{KY} = R_{2Z} \cdot 41,5 - 271\,300 = -168\,000 \text{ кгсм};$$

$$M_{KZ} = -R_{2Y} \cdot 41,5 + M_{2Z} \cong -332\,500 \text{ кгсм};$$

$$M_{KX} = M_t + R_{2Z} \cdot r' = 558\,000 + 2470 \cdot 50 = 681\,500 \text{ кгсм}.$$

Здесь  $r'$  — расстояние от оси вала до наиболее опасного сечения щеки кривошипа.

Наибольшее напряжение сжатия в сечении щеки:

$$\begin{aligned} \sigma_{max} &= \frac{15530}{13 \cdot 19} + \frac{681500 \cdot 6}{13 \cdot 19^2} + \frac{332500 \cdot 6}{19 \cdot 13^2} = \\ &= 63 + 870 + 621 = 1554 \text{ кг/см}^2. \end{aligned}$$

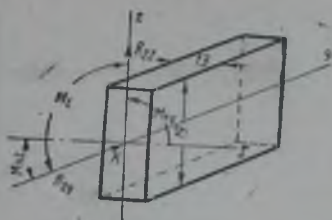


Рис. 107.

Палец кривошипа. Составляющие изгибающего момента в сечении  $O$  пальца кривошипа (рис. 106) равны:

$$M_{OZ} = -R_{2Y} \cdot \frac{b}{2} + M_{2Z} + \frac{P_1 + P_2}{2} \cdot \frac{l_n}{4}.$$

Последний член соответствует моменту от распределенной нагрузки по пальцу кривошипа. Здесь  $l_n = 220$  мм — длина пальца (при условии, что оба конца защемлены).

$$M_{OZ} = -15\,530 \cdot 59 + 312\,500 + 15\,250 \cdot 5,5 = -519\,500 \text{ кгсм},$$

а не учитывая последнего члена:

$$M'_{OZ} = -603\,500 \text{ кгсм};$$

$$M_{OY} = R_{2Z} \cdot \frac{b}{2} - M_{2Y} = 2470 \cdot 59 - 271\,300 = 125\,500 \text{ кгсм}.$$

Крутящий момент для сечения  $O$  пальца нормальных напряжений не создает, так как в сечении  $O$  лежит точка перегиба кривой крутящего момента. Суммарный изгибающий момент в сечении  $O$  пальца будет равен:

$$m_0 = \sqrt{M_{OY}^2 + M_{OZ}^2} = \sqrt{125\,500^2 + 519\,500^2} = 535\,000 \text{ кгсм};$$

$$m'_0 = \sqrt{M_{OY}^2 + M'_{OZ}^2} = \sqrt{125\,500^2 + 603\,500^2} = 616\,000 \text{ кгсм};$$

Наибольшее нормальное напряжение в пальце равно:

$$\sigma_{max} = \frac{m_0}{0,1d^3} = \frac{535000}{0,1 \cdot 15^3} = 1590 \text{ кг/см}^2;$$

$$\sigma'_{max} = \frac{m'_0}{0,1d^3} = \frac{616000}{0,1 \cdot 15^3} = 1830 \text{ кг/см}^2.$$

Следует отметить, что излома в пальце, несмотря на большие напряжения, не произошло.

## 8. Подсчет напряжений в коленчатых и гребных валах пароходов с приводной шестерней, расположенной на консоли

Приводимым ниже расчетом объединены тринадцать однотипных пароходов: «Андрэ Марти», «Баян», «Илеть», «Камышин», «Кисловодск», «Нептун», «Рогнеда», «Пересвет», «Трудящийся», «Свердловск», «Благоев», «Батуми», «Нарым». Эти пароходы имеют машину тройного расширения, индикаторной мощностью в 280 л. с. с передачей вращения

от коленчатого (главного) вала к двум отдельным гребным валам при помощи пары шевронных шестерен.

На рис. 108 показано относительное расположение коленчатого и гребных валов в плоскости поперечного сечения судна.  $AB$  и  $A'B'$ —

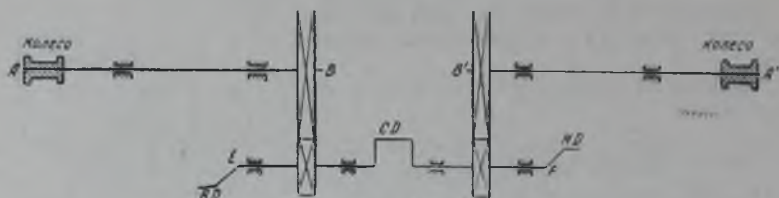


Рис. 108.

гребные валы с насаженными на них колесом и большой шестерней,  $EF$  — главный (коленчатый) вал с тремя кривошипами и двумя малыми шестернями. Кривошипы установлены под углом в  $120^\circ$  друг к другу.

Для расчета имеются следующие данные:

Размеры машины в мм:  $\frac{320 \times 495 \times 770}{508}$ .

Диаметр колеса  $D_k = 3050$  мм.

Вес колеса  $G = 4200$  кг.

Диаметр большой шестерни  $D_{ш} = 1720$  мм.

Диаметр малой шестерни  $D'_{ш} = 520$  мм.

Вес большой шестерни  $G_{ш} = 1380$  кг.

Вес малой шестерни  $G'_{ш} = 320$  кг.

Диаметр коренной шейки коленчатого вала  $d_1 = 135$  мм.

Диаметр шейки кривошипа  $d = 88$  мм.

Диаметр гребного вала  $D' = 180$  мм.

Для исследования и выявления наибольших напряжений в сечениях коленчатого вала рассмотрены три его положения:

- 1) кривошип цилиндра высокого давления находится в мертвом положении со стороны крышки;
- 2) кривошип цилиндра среднего давления находится в мертвом положении со стороны крышки;
- 3) кривошип цилиндра низкого давления находится в мертвом положении со стороны крышки.

Для всех трех указанных положений при помощи индикаторных диаграмм графическим методом определялись касательные усилия на кривошипах  $T_1$ ,  $T_2$  и  $T_3$ , составляющие сил от давления шатунов в плоскости того кривошипа, который находится в мертвой точке  $Y_1$ ,  $Y_2$  и  $Y_3$ , и в плоскости, перпендикулярной ей  $Z_1$ ,  $Z_2$  и  $Z_3$ .

На рис. 109 показаны составляющие усилия на кривошипе цилиндра высокого давления в трех указанных выше положениях, на рис. 110 и 111—то же соответственно для кривошипа цилиндров среднего и низкого давления.

Для каждого из положений найденные величины  $V_1$ ,  $V_2$  и  $V_3$  наносились на схему действия сил в плоскости кривошипа, а  $Z_1$ ,  $Z_2$  и  $Z_3$ — в плоскости, перпендикулярной первой.

Первое положение (кривошип цилиндра высокого давления в мертвой точке). Полный крутящий момент коленчатого вала при данном положении кривошипов равен:

$$M_t = (T_1 + T_2) \cdot r = (5150 + 4200) \cdot 25,4 = 238\,000 \text{ кгсм.}$$



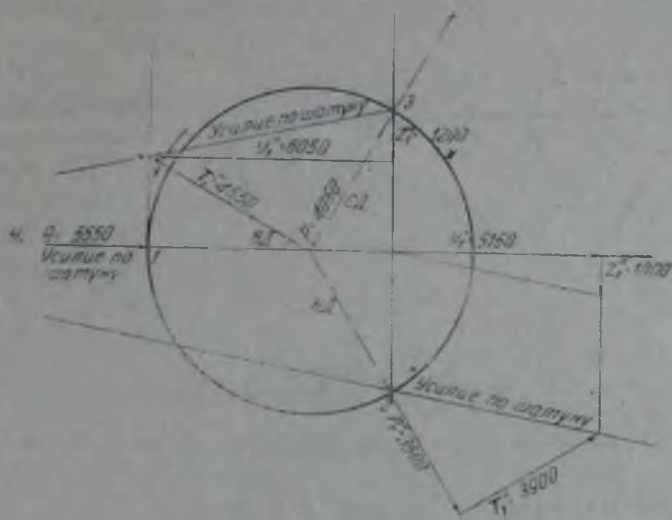


Рис. 109.

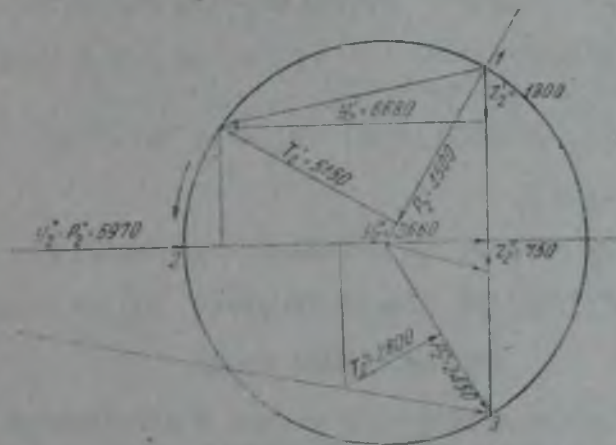


Рис. 110.

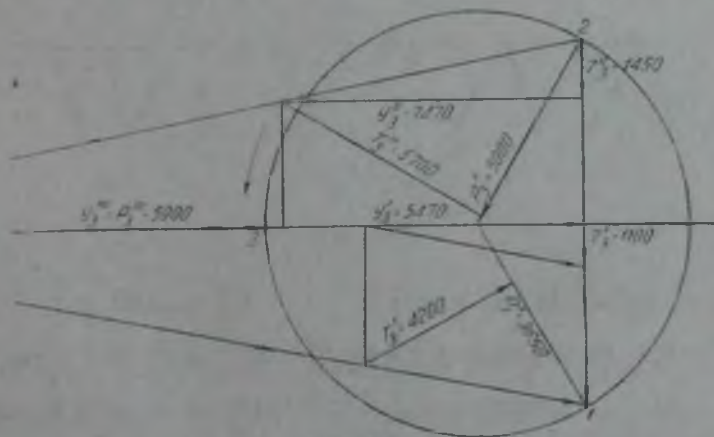


Рис. 111.

На рис. 112 приведена схема коленчатого вала как многоопорной балки, с размерами и схемой действия сил при первом положении кривошипов в двух плоскостях.

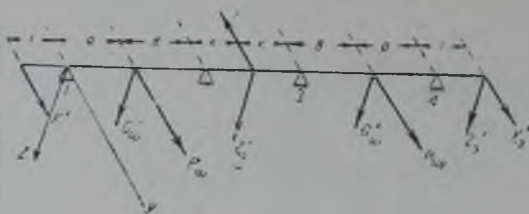


Рис. 112.

Расстояния:  
 $l=320$  мм,  $a=530$  мм,  
 $b=680$  мм,  $c=320$  мм.  
 Плоскость  $XU$ .  
 Окружное усилие на шестернях  $P_u$  является силой, изгибающей вал в пролетах 1—2 и 3—4.

$$P_u = \frac{M_t}{2 \cdot r_{ш}} = \frac{23800}{2 \cdot 26} = 4580 \text{ кг.}$$

$$Y_1 = 5550 \text{ кг, } Y_2 = 6680 \text{ кг, } Y_3 = 5470 \text{ кг.}$$

Изгибающие моменты на опорах 1 и 4:

$$M'_{1Z} = -Y_1 l = -5550 \cdot 32 = -177\,500 \text{ кгсм;}$$

$$M'_{4Z} = -Y_3 l = -5470 \cdot 32 = -175\,000 \text{ кгсм.}$$

Опорные изгибающие моменты на опорах 2 и 3 найдем, применяя формулу теоремы о трех моментах:

$$M'_{2Z} = 15\,000 \text{ кгсм; } M'_{3Z} = 14\,700 \text{ кгсм.}$$

Плоскость  $XZ$ .

$$Z'_1 = 0, \quad Z'_2 = 1300 \text{ кг, } \quad Z'_3 = 1100 \text{ кг, } \quad G'_u = 320 \text{ кг, } \quad M'_{1Y} = 0,$$

$$M'_{4Y} = +Z'_3 \cdot l = 1100 \cdot 32 = 35\,200 \text{ кгсм; } \quad M'_{2Y} = 10\,550 \text{ кгсм,}$$

$$M'_{3Y} = -3\,200 \text{ кгсм.}$$

Таким же образом определены усилия и изгибающие моменты для второго и третьего положений кривошипов.

Для второго положения (кривошип цилиндра среднего давления находится в мертвом положении — рис. 113):

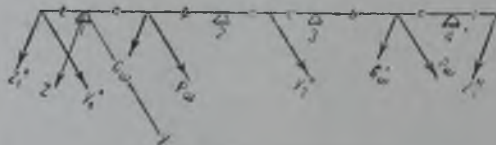


Рис. 113.

$$M''_t = 244\,000 \text{ кгсм; } \quad P''_u = 4700 \text{ кг;}$$

$$M''_{1Z} = -165\,000 \text{ кгсм; } \quad M''_{1Y} = 32\,000 \text{ кгсм;}$$

$$M''_{2Z} = -7820 \text{ кгсм; } \quad M''_{2Y} = -3600 \text{ кгсм;}$$

$$M''_{3Z} = -170\,500 \text{ кгсм; } \quad M''_{3Y} = -9800 \text{ кгсм;}$$

$$M''_{4Z} = +239\,000 \text{ кгсм; } \quad M''_{4Y} = 46\,400 \text{ кгсм}$$

Для третьего положения (кривошип цилиндра низкого давления находится в мертвом положении — рис. 114):

$$M_1'' = 189\,300 \text{ кгсм};$$

$$M_{1Y}'' = +38\,400 \text{ кгсм};$$

$$M_{2Y}'' = -6250 \text{ кгсм};$$

$$M_{3Y}'' = +8950 \text{ кгсм};$$

$$M_{4Y}'' = 0.$$

$$P_{ш}'' = 3640 \text{ кг};$$

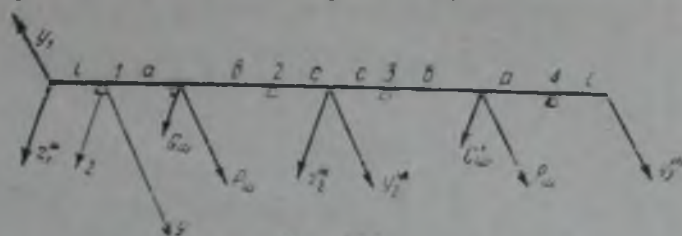


Рис. 114.

$$M_{1Z}'' = +193\,500 \text{ кгсм}; \quad M_{2Z}'' = +16\,130 \text{ кгсм};$$

$$M_{3Z}'' = -136\,000 \text{ кгсм}; \quad M_{4Z}'' = -189\,000 \text{ кгсм}.$$

Для более наглядного выявления сечения с наибольшими деформирующими факторами для трех разобранных положений кривошипов по-

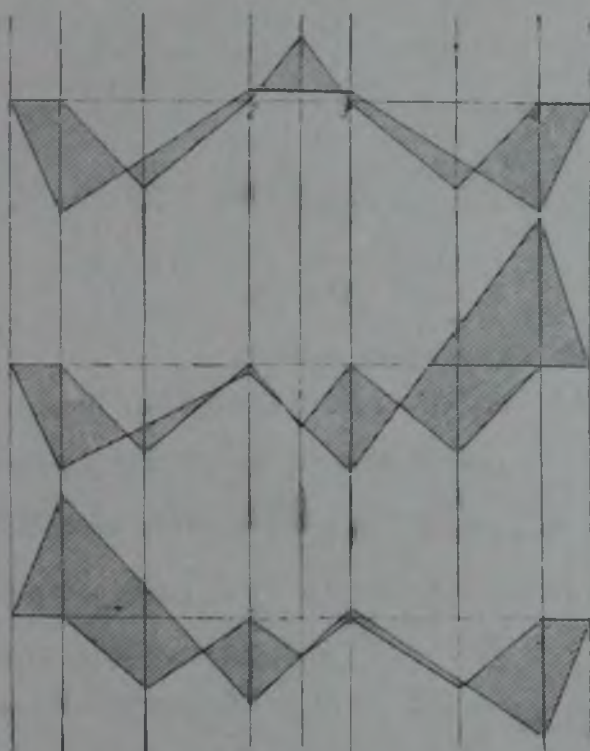


Рис. 115.

строены эпюры изгибающих моментов коленчатого вала: а) в плоскости кривошипов (рис. 115) и б) в плоскости, перпендикулярной плоскости кривошипов (рис. 116).

Из эпюр видно, что для всех трех положений изгибающие моменты имеют наибольшую величину для крайних опэр 1 и 4 коленчатого вала, следовательно, эти сечения и являются наиболее опасными.

Наибольшие напряжения в сечениях коленчатого и гребного валов определяются следующим образом.

Палец концевой кривошипа цилиндра низкого давления. Наибольший изгибающий момент для пальца цилиндра низкого давления возникает при втором положении кривошипов.

На рис. 117 показаны палец и щека концевой кривошипа с действующими на них усилиями.

Равнодействующая  $R$  изгибающего усилия пальца:

$$R_s'' = \sqrt{P_3'' + T_3''} = \sqrt{5000^2 + 5700^2} = 7600 \text{ кг.}$$

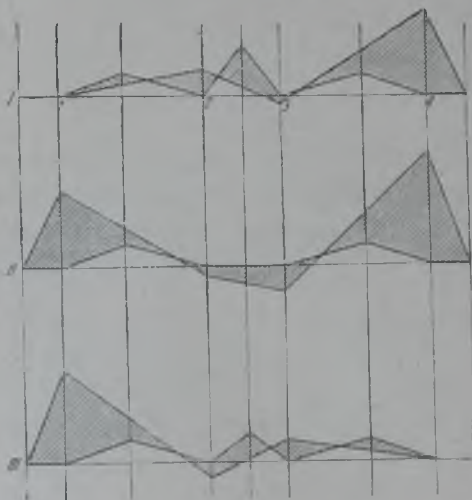


Рис. 116.

Максимальный изгибающий момент:

$$M_{max} = R_s'' \cdot l = 7600 \cdot 6,35 = 48\,300 \text{ кгсм.}$$

Наибольшее нормальное напряжение в корне пальца:

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max}}{W_{u2}} = \frac{48300}{0,18 \cdot 8^3} = 710 \text{ кг/см}^2.$$

Щека концевой кривошипа цилиндра низкого давления (рис. 117).

Изгибающий момент в плоскости  $YZ$ :

$$M_x = T_3'' \cdot l_1 = 5700 \cdot 9,6 = 54\,800 \text{ кгсм.}$$

Изгибающий момент в плоскости  $XU$ :

$$M_z = P_3'' \cdot l_2 = 5000 \cdot 11,2 = 56\,000 \text{ кгсм.}$$

Наибольшее нормальное напряжение сжатия:

$$\begin{aligned} \sigma_{max} &= \frac{P_3''}{bh} + \frac{M_x \cdot 6}{bh^2} + \frac{M_z \cdot 6}{b^2h} = \\ &= \frac{5000}{8,4 \cdot 17,6} + \frac{54800 \cdot 6}{8,4 \cdot 17,6^2} + \frac{56000 \cdot 6}{8,4^2 \cdot 17,6} = 34 + 130 + 271 = 435 \text{ кг/см}^2, \end{aligned}$$

где  $b = 8,4$  см,  $h = 17,6$  см (см. рис. 117).

Шейка коренного вала на опоре 4. Наибольший изгибающий момент в шейке получился при втором положении кривошипов.

Результирующий изгибающий момент:

$$M = \sqrt{M_{AZ}^2 + M_{AY}^2} = \sqrt{239\,000^2 + 46\,400^2} = 244\,000 \text{ кгсм.}$$

Наибольшее нормальное напряжение:

$$\sigma_{max} = \frac{M}{W_{аз}} = \frac{244\,000}{0,1 \cdot 13,5^3} = 990 \text{ кг/см}^2.$$

Наибольшее касательное напряжение:

$$\tau_{max} = \frac{M_{кр}}{W_X} = \frac{T_3 r}{W_p} = \frac{5700 \cdot 25,4}{0,2 \cdot 13,5^3} = 295 \text{ кг/см}^2,$$

где радиус кривошипа  $r = 25,4$ .

Итак, напряжение в шейке получилось равным  $1000 \text{ кг/см}^2$ . В данном сечении имели место поломки у пароходов «Илень» и «Фауст».

Гребной вал. Наибольшие напряжения в сечениях гребных валов для приводных пароходов должны получиться в тот момент, когда на гребной вал будет действовать наибольший крутящий момент, так как в это время получается наибольшая реакция упора гребного колеса, стремящегося наиболее сильно скрутить и изогнуть вал. В этот момент наибольшим будет также окружное усилие шестерен.

Максимум крутящего момента на гребном валу получился при максимуме крутящего момента на коленчатом валу.

Из разобранных трех положений кривошипов коленчатого вала наибольший крутящий момент получился при втором положении кривошипов; он был равен  $M'_t = 244\,000 \text{ кгсм}$ .

Крутящий момент гребного вала:

$$M_t = \frac{1}{2} M'_t \cdot i = \frac{1}{2} \cdot 244\,000 \cdot \frac{1720}{320} = 403\,000 \text{ кгсм.}$$

Реакция упора гребного колеса в этом положении:

$$P_k = \frac{M_t \cdot 2}{D_k} = \frac{403\,000 \cdot 2}{305} = 2650 \text{ кг.}$$

На рис. 118 представлена схема загрузки гребного вала в горизонтальной и вертикальной плоскостях. Опасным сечением является опора А (бортовой подшипник).

Изгибающий момент в горизонтальной плоскости:

$$\begin{aligned} M_{AZ} &= P_k \cdot l = 2650 \cdot 84 = \\ &= 222\,000 \text{ кгсм.} \end{aligned}$$

Изгибающий момент в вертикальной плоскости:

$$M_{AY} = G l = 4200 \cdot 84 = 353\,000 \text{ кгсм.}$$

Суммарный изгибающий момент на опоре А:

$$M_A = \sqrt{M_{AZ}^2 + M_{AY}^2} = \sqrt{222\,000^2 + 353\,000^2} = 416\,000 \text{ кгсм.}$$

Наибольшее нормальное напряжение:

$$\sigma_{max} = \frac{M_A}{W_{аз}} = \frac{416\,000}{0,1 \cdot 18^3} = 715 \text{ кг/см}^2.$$

Наибольшее касательное напряжение:

$$\tau_{max} = \frac{M_t}{W_p} = \frac{403\,000}{0,2 \cdot 18^3} = 346 \text{ кг см}^2.$$

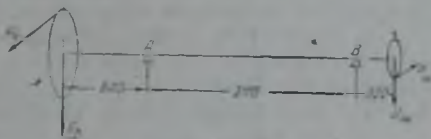


Рис. 118.

## 9. Подсчет напряжений в коленчатых и гребных валах пароходов с приводной шестерней, расположенной между опорами

Приводимым ниже расчетом объединены шесть пароходов: «Ванцети», «Совкомбайн» (бывш. «Пион»), «Пальма», «Кокшага» и «Лилия». На этих пароходах установлены машины тройного расширения мощностью в 220 и. л. с. Передача вращения от трехкривошипного коленчатого вала к двум отдельным гребным валам — при помощи пары зубчатых колес.

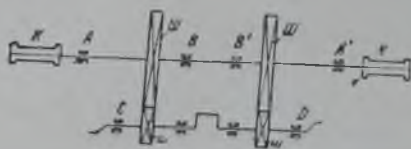


Рис. 119.

Схема расположения валов в плоскости поперечного сечения судна представлена на рис. 119.  $AB$  и  $A'B'$  — гребные валы с насаженными на них гребными колесами  $K$  и большими шестернями  $Ш$ ;  $CD$  — трехкривошипный коленчатый вал с малыми шестернями  $ш$ . Кривошипы установлены под углом в  $120^\circ$ .

Для расчета имеем следующие данные:

Размеры машины в мм —  $\frac{284 \times 422 \times 622}{456}$ .

Диаметр колеса  $D_K = 2607$  мм.

Вес колеса  $G = 3300$  кг.

Диаметр большой шестерни  $D_{Ш} = 1550$  мм.

Диаметр малой шестерни  $D'_{ш} = 460$  мм.

Вес большой шестерни  $G_{Ш} = 1120$  кг.

Вес малой шестерни  $G'_{ш} = 270$  кг.

Диаметр коренной шейки коленчатого вала  $d_1 = 130$  мм.

Диаметр шейки кривошипа  $d = 80$  мм.

Диаметр гребного вала  $D' = 173$  мм.

Глазный (кривошипный) вал. Приведенный выше расчет вала для пароходов мощностью в 280 и. л. с. показал, что наибольшие напряжения вала получатся при таком положении кривошипов, когда кривошип цилиндра среднего давления пришел в мертвую точку со стороны цилиндровой крышки, поэтому для определения наибольших напряжений в валах пароходов мощностью в 220 и. л. с. ниже рассмотрено то же положение кривошипов.

Из индикаторных диаграмм графическим путем определены усилия на кривошипы, их составляющие в плоскостях кривошипа цилиндра среднего давления  $Y_1$ ,  $Y_2$  и  $Y_3$  и перпендикулярной ей  $Z_1$ ,  $Z_2$  и  $Z_3$ , а также касательные усилия на кривошипах, оказавшиеся равными:

$$T_1 = 3050 \text{ кг};$$

$$T_2 = 0;$$

$$T_3 = 3730 \text{ кг};$$

$$Y_1 = 3920 \text{ кг};$$

$$Y_2 = 5470 \text{ кг};$$

$$Y_3 = 4950 \text{ кг};$$

$$Z_1 = 752 \text{ кг};$$

$$Z_2 = 0;$$

$$Z_3 = 937 \text{ кг}.$$

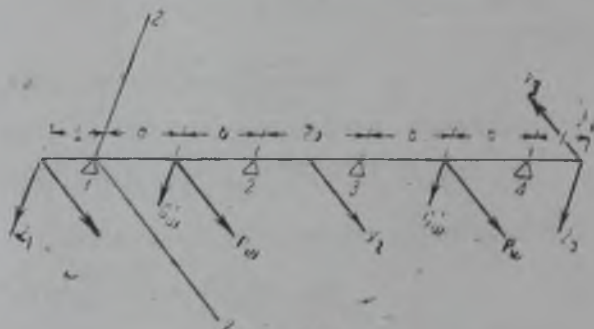


Рис. 120.

Схема действия сил на кривошипный вал, рассматриваемый как четырехопорная неразрезная балка постоянного сечения, показана на рис. 120.

Крутящий момент кривошипного вала:

$$M_t = (T_1 + T_3) \cdot r = (3050 + 3730) \cdot 22,8 = 154\,700 \text{ кгсм.}$$

Окружное усилие на шестернях при допущении, что крутящий момент поровну распределяется между обоими гребными колесами:

$$P_{ш} = \frac{M_t}{2 \cdot r_{ш}} = \frac{154\,700}{2 \cdot 23} = 3360 \text{ кг.}$$

Участки вала имеют следующие размеры (рис. 120):  $l = 290$  мм,  $a = 482$  мм,  $b = 476$  мм (принято  $a = b = 48$  см),  $c = 986$  мм.

Изгибающие моменты на крайних опорах 1 и 4 и опорные изгибающие моменты на опорах 2 и 3 получились равными:

$$\begin{aligned} M_{1Z} &= -113\,700 \text{ кгсм}; & M_{1Y} &= -21\,800 \text{ кгсм}; \\ M_{2Z} &= -4\,780 \text{ кгсм}; & M_{2Y} &= +2\,800 \text{ кгсм}; \\ M_{3Z} &= -104\,200 \text{ кгсм}; & M_{3Y} &= +4\,870 \text{ кгсм}; \\ M_{4Z} &= +143\,500 \text{ кгсм}; & M_{4Y} &= -27\,150 \text{ кгсм}. \end{aligned}$$

Далее определены напряжения в пальце кривошипа цилиндра низкого давления и в опасном сечении щеки.

На рис. 121 приведена схема действия сил на палец кривошипа цилиндра низкого давления и в опасном сечении щеки. Равнодействующая изгибающего усилия пальца:

$$\begin{aligned} R &= \sqrt{P_3^2 + T_3^2} = \\ &= \sqrt{3300^2 + 3730^2} = 4980 \text{ кг.} \end{aligned}$$

Радиальное усилие на кривошип  $P_3$  найдено графическим путем и равно 3300 кг.

Изгибающий момент в основании пальца:

$$M_{пз} = 4980 \cdot 5,2 = 25\,900 \text{ кгсм.}$$

Наибольшее нормальное напряжение:

$$\sigma_{max} = \frac{25900}{0,1 \cdot 1,8^3} = 506 \text{ кг/см}^2.$$

Щека кривошипа. По чертежу опасное сечение щеки находится на расстоянии 10 см от центра пальца, и ширина щеки в этом сечении равна 18 см.

Изгибающий момент в плоскости XY:

$$M_Z = P_3 \cdot 12 = 3300 \cdot 12 = 39\,600 \text{ кгсм.}$$

В плоскости YZ:

$$M_X = T_3 \cdot 10 = 3730 \cdot 10 = 37\,300 \text{ кгсм.}$$

Наибольшее напряжение сжатия в точке 1:

$$\sigma_{max} = \frac{3300}{18 \cdot 12} + \frac{39600 \cdot 6}{18 \cdot 12^2} + \frac{37300 \cdot 6}{12 \cdot 18^2} = 15 + 92 + 58 = 165 \text{ кг/см}^2.$$

Коренная шейка кривошипного вала опоры 4. Суммарный изгибающий момент для сечения шейки:

$$\mathfrak{M} = \sqrt{M_{4Z}^2 + M_{4Y}^2} = 146\,000 \text{ кгсм.}$$

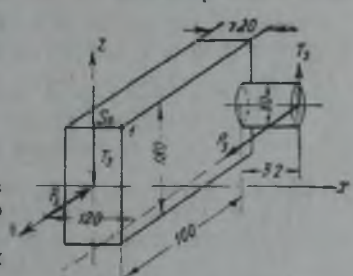


Рис. 121.

Крутящий момент:

$$M_t = T_3 \cdot r = 3730 \cdot 22,8 = 85\,000 \text{ кгсм.}$$

Наибольшее нормальное напряжение:

$$\sigma_{max} = \frac{146000}{0,1 \cdot 13^3} = 665 \text{ кг/см}^2.$$

Наибольшее касательное напряжение:

$$\tau_{max} = \frac{85000}{0,2 \cdot 13^3} = 194 \text{ кг/см}^2.$$

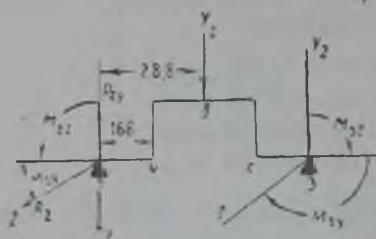


Рис. 122.

Кривошип цилиндра среднего давления (рис. 122) имеет нагрузку в двух плоскостях:

$$\begin{aligned} M_{2Z} &= -4780 \text{ кгсм;} \\ M_{3Z} &= -104\,200 \text{ кгсм;} \\ y_2 &= 5470 \text{ кг;} \\ M_{2Y} &= 2880 \text{ кгсм;} \\ M_{3Y} &= 4870 \text{ кгсм.} \end{aligned}$$

Реакции на опоре 2 в двух плоскостях и изгибающие моменты в точках *a*, *b* и *c* получились равными:

$$\begin{aligned} R_{2Y} &= -1010 \text{ кг;} & M_{aZ} &= 12170 \text{ кгсм;} & M_{bZ} &= 24\,320 \text{ кгсм;} \\ M_{cZ} &= -29\,080 \text{ кгсм;} & R_{2Z} &= 34,8 \text{ кг;} & M_{aY} &= 3464 \text{ кгсм;} \\ M_{bY} &= 3855 \text{ кгсм;} & M_{cY} &= 3923 \text{ кгсм.} \end{aligned}$$

Щека кривошипа, примыкающая к опоре 3.

На рис. 123 показана схема действия сил в опасном сечении щеки. Крутящий момент участка вала 2—3 незначителен и в расчет не принимается.

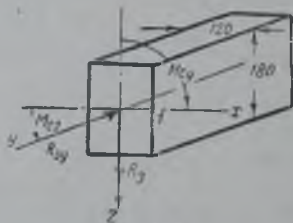


Рис. 123.

$$R_{3Y} = -4460 \text{ кг;} \quad R_{3Z} = 34,8 \text{ кг.}$$

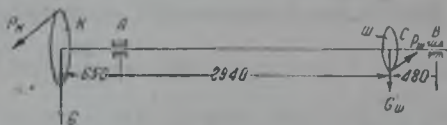


Рис. 124.

Наибольшее нормальное сжатие в точке 1:

$$\sigma_{max} = \frac{4460}{12 \cdot 18} + \frac{29080 \cdot 6}{18 \cdot 12^2} = 21 + 67 = 88 \text{ кг/см}^2.$$

Шейка кривошипа цилиндра среднего давления. Суммарный изгибающий момент для сечения *b* шейки:

$$M = \sqrt{M_{bY}^2 + M_{bZ}^2} = 24\,620 \text{ кгсм.}$$

Наибольшее нормальное напряжение:

$$\sigma_{max} = \frac{24650}{0,1 \cdot 8^3} = 480 \text{ кг/см}^2.$$

Гребной вал. На рис. 124 дана схема нагрузки гребного вала в двух плоскостях — горизонтальной и вертикальной. Окружное



усилие колеса при рассматриваемом положении кривошипов:

$$P_k = \frac{M'_r \cdot 2}{D_k}.$$

Крутящий момент гребного вала:

$$M'_r = P_{ш} \cdot R_6 = 3360 \cdot 77,5 = 260\,500 \text{ кгсм};$$

$$P_k = \frac{260\,500 \cdot 2}{260,7} = 1995 \text{ кг}.$$

Изгибающие моменты в горизонтальной плоскости:

$$M_{AZ} = 129\,500 \text{ кгсм};$$

$$M_{CZ} = 157\,000 \text{ кгсм}.$$

То же в вертикальной плоскости:

$$M_{AY} = 214\,500 \text{ кгсм};$$

$$M_{CY} = 14\,400 \text{ кгсм}.$$

Наиболее опасным сечением является опора А (бортовой подшипник).

Суммарный изгибающий момент на опоре А:

$$M = \sqrt{129\,500^2 + 214\,500^2} = 250\,000 \text{ кгсм}.$$

Наибольшее нормальное напряжение:

$$\sigma_{max} = \frac{250\,000}{0,1 \cdot 17,3^3} = 483 \text{ кг/см}^2.$$

Наибольшее касательное напряжение:

$$\tau_{max} = \frac{M'_r}{0,2d^3} = \frac{260\,500}{0,2 \cdot 17,3^3} = 252 \text{ кг/см}^2.$$

## 10. Напряжения в коленях валов

Обычно расчет прочных размеров колена вала паровых машин и двигателей внутреннего сгорания производят, рассматривая колено как вырезанную из вала двухопорную балку, свободно лежащую на опорах.

На ряде примеров ниже дан анализ правильно принятых при проектировании размеров частей кривошипа (колена). Влияние опорных моментов, действующих на коренных опорах колена и изменяющих при различных положениях кривошипа свою величину и положение в пространстве, может быть различно: при некоторых значениях опорные моменты увеличивают напряжения в частях колена, при других — уменьшают. Чтобы напряжения не получились меньше действительных величин, следует при расчете выбрать такое положение колена, при котором опорные моменты увеличивали бы напряжения от усилий на кривошипе.

Если проследить, при каком положении кривошипов опорные моменты будут увеличивать напряжения в валу с двумя коленами, то оказывается,

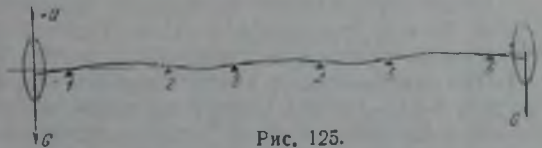


Рис. 125.

что для коленачатого вала, показанного на рис. 125 и 126, на пролеты с коленами постоянное влияние оказывают изгибающие моменты на

крайних бортовых опорах, получающиеся от реакции упора колеса о воду  $P_k$  и от веса колеса  $G$ .

На рис. 125 показана упругая кривая вала от действия веса колеса, лежащая в вертикальной плоскости  $XU$ . Из этой схемы видно, что вес обоих колес действует на тот или другой пролет с кривошипом, вызывая прогиб колен 2—3—4—5 в сторону отрицательной оси  $U$  (вниз).



Рис. 125.

На рис. 126 изображена упругая кривая вала от действия реакций упора колеса, лежащая в горизонтальной плоскости  $XV$ . Цилиндры паровой машины расположены относительно рис. 126 в сторону положительной оси, и судно показано движущимся в том же направлении. Из этой схемы видно, что реакции упора  $P_k$  действуют на изгиб-колен, вызывая прогиб в пролетах обоих колен в одну сторону (в сторону положительной оси  $V$ ).

На рис. 127 приведена вторая проекция вала (вид сбоку). Для того, чтобы прогибы от усилий на пальцы кривошипов были направлены так же, как это показано на рис. 125 и 126, необходимо, чтобы кривошипы занимали положение, показанное на рис. 127.

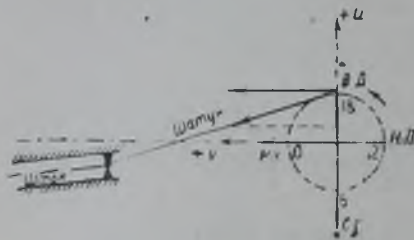


Рис. 127.

Кривошип цилиндра низкого давления должен быть близ мертвой точки со стороны кривошипа, а кривошип цилиндра высокого давления — в опережении на  $90^\circ$ . При этом положении слагающие усилия по шатунам вызовут прогибы в пролетах 2—3 и 4—5 в направлениях положительной оси  $V$  и отрицательной оси  $U$ , и подсчитанные напряже-

ния не будут ниже истинных, так как напряжения от опорных моментов на опорах 2, 3, 4 и 5 будут складываться с напряжениями от усилий на кривошипах.

Таким образом, опасные напряжения в частях колена следует искать или в кривошипе цилиндра низкого давления — в его мертвом положении со стороны кривошипа, или в кривошипе цилиндра высокого давления, в положении 18.

Так как кривошипы расположены через пролет, то прогибы, взаимно вызываемые в пролетах 2—3 и 4—5, будут также в одну сторону.

Обычно в паровых машинах компаунд большую часть работы выполняет цилиндр низкого давления, поэтому при определении наибольших возможных напряжений кривошипы цилиндра низкого давления приняты в их мертвом положении со стороны кривошипа.

Порядок подсчета напряжений в частях колена принят следующий.

1. По индикаторным диаграммам цилиндров найдены величины касательных и радиальных усилий на кривошипах:  $T_1$  и  $P_1$  для цилиндров высокого давления и  $P_2$  и  $T_2$  для цилиндров низкого давления.

2. Крутящий момент  $M_1$  делится поровну на обе половины вала:

$$M_1 = \frac{T_1 \cdot r}{2}$$

3. Затем из схемы усилий на кривошипе (приводимой на рис. 128) определены величины изгибающих моментов для сечений щеки кривошипа  $M_k$  и среднего сечения шейки  $M_0$ .

Радиальное усилие  $P_2$  принято равномерно распределенным по длине пальца кривошипа на длине  $l$ . Тогда:

$$R_A = \frac{P_2}{2}; \quad M_k = R_A \cdot a; \quad M_0 = R_A \left( a + \frac{c}{2} \right) - \frac{P_2}{2} \cdot \frac{l}{4},$$

или

$$M_0 = \frac{P_2}{2} \left( a + \frac{c}{2} - \frac{l}{4} \right).$$

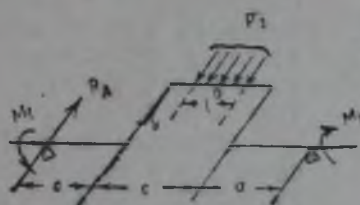


Рис. 128.

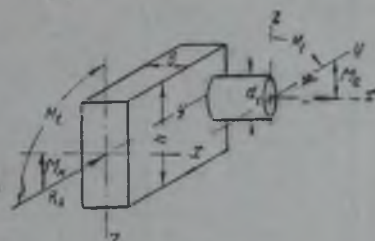


Рис. 129.

4. Нормальное напряжение в плече определено из схемы, приведенной на рис. 129. Плечо испытывает изгиб в плоскости  $YZ$  моментом  $M_n$ , в плоскости  $XU$  моментом  $M_k$  и сжатие силой  $R_A$ :

$$\sigma_{max} = \frac{R_A}{F} + \frac{M_k}{W_Z} + \frac{M_t}{W_X}.$$

5. Напряжение в среднем сечении шейки (пальца) определено также по схеме, приведенной на рис. 129:

$$\sigma_{max} = \frac{M_0}{W_{из}}.$$

В сечениях коренных шеек под действием скручивающих моментов равной величины, но противоположно направленных, получается изгиб шейки (пальца) кривошипа в плоскости, перпендикулярной колену, и кручение плеч относительно оси  $Y$ .

Деформированное колено от наличия  $M_t$  (рис. 130) имеет на концах пальца, в месте их заделки в щеках, некоторые давления равной

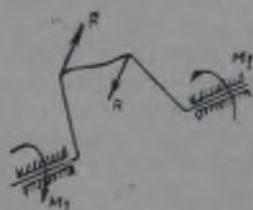


Рис. 130.

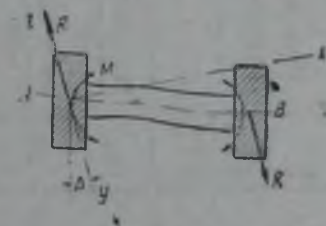


Рис. 131.

величины, но противоположно направленные. Палец был рассмотрен как балка с частично заземленными концами ввиду того, что сечения пальца у щек частично поворачиваются за счет скручивания щек. Схема пальца после деформации показана на рис. 131. Здесь сечения  $A$  и  $B$  щек повернуты в плоскости относительно оси  $Y$  на некоторые углы закручивания  $\Delta\varphi$ . Сопротивления скручиванию щек

Напряжения, возникающие в щеках и шейках кривошипов

Название судна	Индикаторная мощность в л. с.	Размеры машины в мм	Касательное усилие кривошипа в л. д. в кг	Радиальное усилие кривошипа в л. д. в кг	Размеры колена в мм						Наибольшее напряжение в щеке в кг/см <sup>2</sup>	Наибольшее напряжение в шейке в кг/см <sup>2</sup>	Суммарные напряжения в щеке по Сан-Денану, в кг/см <sup>2</sup>	
					a	c	r	b	h	d				
„Грозный“ . . . . .	540	$\frac{527 \times 1200}{1320}$	12 150	43 800	400	380	220	155	270	188	1074	1900	326	1970
„Историк Покровский“	120	$\frac{310 \times 610}{536}$	6 230	10 100	190	258	155	103	180	$\frac{125^*}{50}$	480	740	220	986
„Магнитострой“ . . . . .	650	$\frac{807 \times 1272}{1500}$	19 200	39 400	455	335	225	110	250	177	1580	977	650	1400

\* Шейка кривошипа пустотелая, кованная заодно с коленом.

создают в местах заделки моменты защемления пальца *M*. Согласно принятой схеме сил, действующих на палец, видно, что изгибающий момент в среднем сечении его равен нулю, так как в этом сечении лежит точка перегиба упругой кривой пальца, поэтому никаких напряжений, кроме касательных от действия момента *M<sub>t</sub>* и нормальных от изгиба в плоскости самого колена, в среднем сечении пальца не будет.

Результаты подсчета напряжений в сечениях колен кривошипа цилиндра низкого давления приведены в таблице 8, из которой видно, что, во-первых, напряжения в кривошипах различных парходов сильно варьируют вследствие полного отсутствия при проектировании парходов однообразия в способе расчета, во-вторых, полученные напряжения значительно превышают допускаемые, понижая коэффициент безопасности до 2 и ниже, особенно в пальцах кривошипов, за счет их малого диаметра.

Однако, анализируя места изломов валов, необходимо констатировать, что изломы происходят не в местах больших напряжений, а, наоборот, в местах минимальных напряжений — в сечениях рамовых щек, у мест насадок кривошипов. Это происходит вследствие насадки кривошипов в горячем состоянии, вызывающей напряжения натяга и большие напряжения от перепада температур по толще вала. Последнее бывает особенно ощутительным, когда при насадке надетый кривошип поливают водой.

Необходимо также подсчитать средние величины наибольших касательных на-

Касательные напряжения в сечениях сломавшихся валов, подсчитанные по мощности и по числу оборотов

Пароходы	Индикаторная мощность в л. с.	Число об/мин.	Наименьший диаметр вала в мм	Принятый к. п. д.	Наибольшее касательное напряжение в кг/см <sup>2</sup>
Везломка*	80	36	100	0,79	314
Клавдия*	80	44	101	0,79	250
Историк Покровский*	120	42	125	0,80	210
Механик*	140	41	125	0,80	250
Камчатка*	160	42	130	0,81	251
Симбирск*	165	48	132	0,81	217
Труд*	200	30	193	0,81	134
К. Якупов*	212	42	168	0,81	186
Сакко*	220	31	162	0,81	242
Пальма*	220	32,5	165	0,81	219
Керженец*	200	38	144	0,81	255
Башреспублика*	220	85	131	0,81	167
Астра*	220	92	129	0,81	162
Лилия*	200	42	146	0,81	222
Жан Жорес*	225	41	155	0,81	214
Ярославль*	240	50	142	0,81	240
Надежный*	280	20	189	0,82	305
Труддисциплина*	280	28	177	0,82	265
Благоев* и Нарым*	280	27	177	0,82	275
Пересвет*	280	28	174	0,82	269
Баян*	280	28	180	0,82	252
Нептун*	280	85	142	0,82	169
Кисловодск* и Камышин*	280	85	138	0,82	184
Илеть*	320	28	203	0,82	200
Красное солнышко*	320	27	190	0,82	254
Выдвигенец*	380	78	160	0,82	175
Георгий*	380	75	166	0,82	162
Фауст*	400	20	211	0,82	313
Цюрупа*	460	23	231	0,83	241
Гриневицкий*	460	24	214	0,83	290
Левкой*	500	28	230	0,83	212
Старатель*	480	22	211	0,83	345
Победитель*	500	25	228	0,83	251
Беднота*	500	27	245	0,83	187
Автогигант*	560	27	238	0,83	229
№ 1*	580	22	242	0,83	277
Добрый*	580	25	260	0,83	196
Менделеев*	580	23	209	0,83	410
Рошаль*	600	24	240	0,83	269
Узбекистан*	600	27	256	0,83	197
Кр. Сибирь*	640	24	245	0,83	270
Грозный*	640	25	245	0,83	259
Орел*	620	30	254	0,83	188
Диктатура*	650	24	277	0,84	192
Магнитострой*	680	27	260	0,84	224
Красия*	750	23	234	0,84	382
Сократ*	750	24	258	0,84	273
Алтай*	750	25	257	0,84	266
Кашен*	750	24	274	0,84	228
Братство*	750	23	276	0,84	208
Руслан*	750	22	297	0,84	196
Чеченец*	850	20,5	282	0,84	278
Войков*					

Пароходы	Индикаторная мощность в л. с.	Число об/мин.	Наименьший диаметр вала в мм	Принятый к. п. д.	Наибольшее касательное напряжение в кг/см <sup>2</sup>
„Авангард революции“ . . . . .	870	22	280	0,84	272
„Волховстрой“ . . . . .	900	20	305	0,84	238
„Академик Ольденбург“ . . . . .	1000	30	290	0,84	206
„Крестьянин“ . . . . .	1000	20	320	0,84	229

Винтовые суда					
„Пламя“ . . . . .	120	180	82	0,80	174
„Б/з № 15“ . . . . .	180	150	81	0,81	328
„Борец за свободу“ . . . . .	192	160	88	0,81	256
„Цыган“ . . . . .	232	200	87	0,81	256
„Нильс“ . . . . .	250	150	112	0,82	174
„Печенег“ . . . . .	300	145	100	0,82	304
„Хозар“ . . . . .	300	145	99	0,82	313
„Бурят“ . . . . .	300	145	110	0,82	229

пряжений в наиболее тонких сечениях валов (обычно в шейках) по индикаторной мощности и числу оборотов в минуту, с учетом коэффициента полезного действия установки.

Подсчет касательных напряжений произведен в предположении, что мощность, развиваемая машиной, распределяется поровну на оба колеса:

$$\tau_{max} = \frac{M_{кр} \cdot \eta}{2W_k} = \frac{71620 N \cdot \eta}{2 \cdot 0,2 \cdot d^3 \cdot \pi}$$

Значения  $\eta$  — к. п. д. паровых машин — приняты по справочнику Нütte, т. II., стр. 156, изд. 1921 года. Результаты подсчетов сведены в таблицу 9.

Подсчет напряжений в шатунах. Ниже произведен подсчет напряжений в местах поломки трех шатунов.

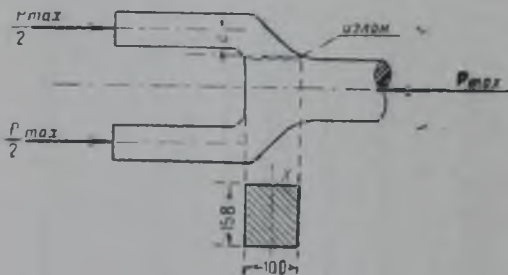


Рис. 132.

1. Шатун цилиндра высокого давления парохода «Монгол». На рис. 132 показана вилка шатуна с указанием места излома. Плоскость сечения излома примерно параллельна одной из диаметральных плоскостей тела шатуна. Расстояние центра тяжести сечения излома от середины вилки — 120 мм. Сечение излома испытывало сложную деформацию — изгиб и сдвиг.

Ниже определены напряжения в этом сечении при положении шатуна в мертвой точке и воздействии на него максимальной силы сжатия,  $P_{max} = 24350$  кг (определено по индикаторной диаграмме). Изгибающий момент в сечении:

$$M_{из} = \frac{P_{max} \cdot e}{2} = \frac{24350 \cdot 12}{2} = 146000 \text{ кгсм.}$$

Момент сопротивления сечения изгибу:

$$W_x = \frac{15,8 \cdot 10^2}{6} = 263 \text{ см}^3.$$

Наибольшее нормальное напряжение в сечении:

$$\sigma_{max} = \frac{M_{изг}}{W_x} = \frac{146100}{263} = 555 \text{ кг/см}^2.$$

Касательное напряжение от сдвига:

$$\tau = \frac{P_{max}}{2F} = \frac{24350}{2 \cdot 158} = 77 \text{ кг/см}^2.$$

Нормальное напряжение, хотя и выше допустимого, но недостаточно для излома, поэтому причину поломки в данном случае надо искать или в гидравлическом ударе в цилиндре, или в дефекте материала в месте излома, или в неправильном режимековки.

2. Шатун машины с соединительной скобой парохода „Память Воровского“ представлен на рис. 133 с указанием места излома. По эскизу шатуна:  $a = 185$  мм,  $e = 161$  мм,  $d = 134$  мм (у места излома имеется переход сечений). Давление  $P_1$  на нижний конец определяется из условия равновесия суммы моментов относительно точки А:

$$P(a - e) = P_1 \cdot 2a;$$

$$P_1 = \frac{P(a - e)}{2a}.$$

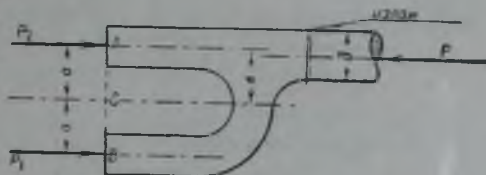


Рис. 133

Наибольшее значение силы  $P$ , растягивающей или сжимающей шатун, имеет место при мертвом его положении:  $P = 25\,500$  кг (получено при помощи индикаторной диаграммы).

$$P_1 = \frac{25500(18,5 - 16,1)}{2 \cdot 18,5} = 1660 \text{ кг.}$$

Давление на верхний конец вилки:

$$P_2 = P - P_1 = 23\,840 \text{ кг.}$$

При найденных давлениях на концы вилки напряжение растяжения или сжатия в месте излома:

$$\sigma = \frac{P}{F} = \frac{P}{\pi \cdot r^2} = \frac{25500 \cdot 4}{\pi \cdot 13,4^2} = 181 \text{ кг/см}^2.$$

Далее определено значение коэффициента безопасности, причем шатун был рассчитан по формуле Эйлера на продольный изгиб.

Для стойки с шарнирно укрепленными концами, за каковую принято считать шатун, коэффициент безопасности найден по формуле:

$$n = \frac{\pi^2 E \cdot I}{r^2 \cdot P}.$$

Подставляя в формулу числовые данные шатуна, легко получить:

$$n = \frac{\pi^2 \cdot 2 \cdot 10^6 \cdot 0,05 \cdot 13,4^4}{23500 \cdot 250^2} = 20,2.$$

Так как шатун был рассчитан с обычным коэффициентом безопасности  $n = 20$ , то излома шатуна при нормальной его работе произойти не

могло. Вследствие несимметричности шагунной крейцкопфной головки во время работы возможны перекосы шатуна и увеличение давления в точке *B* против найденной величины. Найдем величину напряжения в месте излома, если противодействие на шатун от крейцкопфа будет проходить через точку *C* — середину вилки шатуна. При этом условии сечение излома будет испытывать эксцентричное сжатие, которое сводится к чистому сжатию силой *P* и изгибу моментом *P · l*.

Наибольшее напряжение сжатия:

$$\sigma_{max} = \frac{P}{F} + \frac{P \cdot l}{W_{из}} = \frac{25500}{141} + \frac{25500 \cdot 16,1}{0,1 \cdot 13,4^3} = 181 + 1710 = 1891 \text{ кг/см}^2.$$

При наличии такого напряжения непременно должна произойти поломка, так как оно превышает предел выносливости при знакопеременных усилиях.

3. Шатун цилиндра низкого давления паровой машины парохода «Соревнование» показан на рис. 134. На рисунке видно место излома.

По эскизу шатуна *d* = 165 мм, сечение излома — прямоугольник с размерами 142 × 137 мм<sup>2</sup>. Наибольшее напряжение при мертвом положении шатуна и при условии, что давление от крейцкопфа проходит через середину вилки, определится изложенным выше путем:

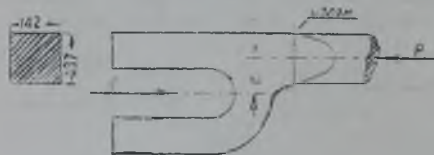


Рис. 134.

$$P = 25600 \text{ кг};$$

$$\sigma_{max} = \frac{25600}{14,2 \cdot 13,7} + \frac{25600 \cdot 16,5 \cdot 6}{14,2 \cdot 13,7^2} = 132 + 950 = 1082 \text{ кг/см}^2.$$

## 11. Выводы

Анализ мест изломов деталей судовых механизмов показал, что детали не всегда ломаются там, где имеют место наибольшие напряжения, полученные по расчету. Так, например, в щеках и шейках кривошипов нормальные напряжения больше, чем в коренных шейках, однако поломки щек и пальцев редки по сравнению с поломками валов в шейках. Это показывает, что в сечениях щек, в которых произошел излом, существуют какие-то до сих пор не учитывающиеся добавочные напряжения, происходящие не от давления пара на поршень, а от каких-то других причин. Эти добавочные напряжения возникают при посадке на вал буртиков, патронов, кривошипов в горячем состоянии, стачего происходят резкие перепады температур по толще деталей. Большие добавочные температурные напряжения возникают также при быстрых нагревах от трения и особенно при поливке нагретых деталей водой при неумелой и недоброкачественной сварке или наварке. Факторами, ускоряющими поломки при наличии в деталях температурных напряжений, могут служить:

1) незнание действительных условий работы деталей и способа воздействия на них нагрузок; отсюда — примитивность расчета или принятие размеров деталей «на-глаз»;

2) проектирование и выполнение нерациональных конструкций;

3) употребление для изготовления машинных деталей материала с пониженными механическими характеристиками, а также наличие внутренних пороков в материале;

4) неточность и ненормальности в сборке и установке деталей (постановка деталей с большими натягами);



5) изменение кинематических соотношений в частях механизма от времени службы вследствие износа частей;

6) удары колесами на полном ходу;

7) недоброкачество ремонта;

8) недостаточная квалификация обслуживающего персонала.

Влияние ударов на напряжения в деталях были разобраны выше, а влияние температурных напряжений от насадок патронов, дисков и кривошипов в горячем состоянии и от наварки буртиков рассматриваются отдельно.

Работа деталей судовых механизмов является областью мало изученной, и необходимы дальнейшие исследования в этом направлении. Кроме чисто теоретических расчетов, которые для многих сечений зала являются весьма приближенными, следует перейти к опытному изучению напряжений в деталях судовых машин при их работе, изучая деформации деталей с помощью экстензографов, вибрографов и торсиографов.

## Глава IV

### РАСЧЕТ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА КАК МНОГООПОРНОЙ БАЛКИ

#### 1. Общие замечания

Коленчатый вал как многоопорная балка представляет статически неопределимую систему. При раскрытии неопределимости коленчатого вала необходимо учитывать:

1) усилия от шатунов на мотыли, разлагающиеся на две составляющие: по кривошипу —  $P$  и в плоскости, перпендикулярной к кривошипу, —  $T$ ;

2) центробежные силы масс щек и шеек мотылей;

3) пары сил на опорах, моменты которых можно разложить на три составляющие:  $m$  — изгибающий момент в плоскости кривошипа,  $M$  — изгибающий момент в плоскости, перпендикулярной к плоскости кривошипа, и  $M_1$  — крутящий момент. Положительные направления этих моментов указаны на рис. 135 стрелками.

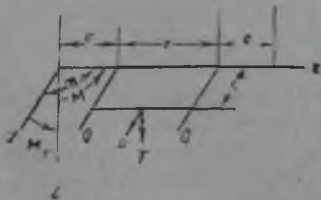


Рис. 135.

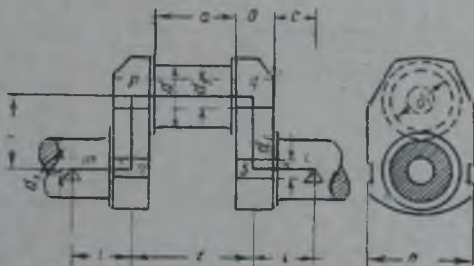


Рис. 136.

Следует рассмотреть действие каждой из указанных групп сил на одно колено вала с тем, чтобы, пользуясь принципом сложения сил, оперировать формулами проф. Тимошенко для расчета многоколенчатых валов.

Если вырезать из вала колено, как показано на рис. 136, то необходимо будет рассмотреть работу отдельных деталей вала.

В дальнейшем введены следующие обозначения жесткостей при различных деформациях:

$C_1 = \frac{\pi(d^4 - d_1^4)}{32} \cdot G$  — жесткость при кручении рамовой и мотылевой шеек;

$C_2 = \beta hb^3 G$  — жесткость при кручении плеча коленчатого вала вокруг оси  $q-s$ ;

$B_1 = EI_1 \frac{\pi(d^4 - d_1^4)}{64} \cdot E$  — жесткость при изгибе рамовой и мотылевой шеек;

$B_2 = EI_X = \frac{\delta h^3}{12} \cdot E$  — жесткость при изгибе щеки кривошипа в плоскости, проходящей через  $q-s$  и перпендикулярной к плоскости кривошипа (рис. 136);

$B_3 = EI_Z = \frac{hb^3}{12} \cdot E$  — жесткость вала при изгибе щеки кривошипа в плоскости кривошипа.

## 2. Изгиб вала в плоскости кривошипа

Пусть вал будет подвержен действию сил  $P$  и  $Q$  и момента  $m$ , приложенного к левой опоре и изгибающего вал в плоскости  $XU$  (рис. 137).

Принято, что зависимость между положительным направлением момента  $m$  и положительным направлением оси  $Z$  одинакова с зависимостью между вращением и перемещением винта правой нарезки. Это положение принято также и для углов поворота поперечного сечения рамовой шейки.

Определение деформаций произведено графоаналитическим методом. Вырезанный участок вала загружен фиктивной нагрузкой, интенсивностью  $\frac{M}{B}$  в каждом сечении, где  $M$  — изгибающий момент в данном сечении, а  $B$  — жесткость изгиба в этом же сечении.

Реакции опор от этой фиктивной нагрузки дадут численную величину угла поворота концевого сечения вырезанного колена вала.

Для учета деформаций от изгиба щек коленчатого вала следует приложить две добавочные фиктивные сосредоточенные силы (эпюры  $b$  и  $c$ ), численно равные угловым деформациям щек (рис. 137). Полные углы

поворота сечений на опорах  $\varphi_1$  и  $\varphi_2$  могут быть найдены, если определить величины составляющих  $\varphi'_1$  и  $\varphi'_2$  от действия силы  $P$ ,  $\varphi''_1$ ,  $\varphi''_2$  — от действия силы  $Q$  и  $\varphi'''_1$ ,  $\varphi'''_2$  — от действия момента  $m$ .

При изгибе силой  $P$  фиктивная нагрузка изобразится треугольником  $mpr$  и сосредоточенными силами на каждом плече, равными:

$$\frac{Mr}{EI} = \frac{r}{\rho} = \frac{Per}{2B_3}$$

где  $\frac{1}{f}$  — кривизна упругой кривой прогиба вала, а  $r$  — радиус кривошипа. Отсюда:

$$\varphi_1' = -\varphi_2' = P \left[ \frac{(2e+f)^2}{16B_1} + \frac{er}{2B_3} \right].$$

При изгибе центробежными силами  $Q$  фиктивная нагрузка и сосредоточенные силы дадут углы:

$$\varphi_1'' = -\varphi_2'' = Q \left[ \frac{e(e+f)}{2B_1} + \frac{er}{B_3} \right].$$

При изгибе моментом  $m$  фиктивная нагрузка на эюре выразится треугольником, а фиктивная сосредоточенная сила, приложенная к левому плечу, будет равна изгибающему моменту в левом плече:

$$m - \frac{me}{2e+f} = \frac{m(e+f)}{2e+f},$$

умноженному на  $\frac{r}{B_3}$ .

Величина правой фиктивной силы будет равна:

$$\frac{me}{2e+f} \cdot \frac{r}{B_3}.$$

Углы поворота на опорах представляются в виде суммы реакций от всех фиктивных сил:

$$\varphi_1''' = m \left[ \frac{2e+f}{3B_1} + \frac{(e+f)^2 \cdot r}{(2e+f)^2 \cdot B_3} + \frac{e^2 r}{(2e+f)^2 \cdot B_3} \right];$$

$$\varphi_2''' = -m \left[ \frac{2e+f}{6B_1} + \frac{2(e+f) \cdot er}{(2e+f)^2 \cdot B_3} \right].$$

Сумма углов на опорах будет равна:

$$\varphi_1 = \varphi_1' + \varphi_1'' + \varphi_1''' = Pt_1 + Qt_2 + m\alpha_1;$$

$$\varphi_2 = \varphi_2' + \varphi_2'' + \varphi_2''' = -Pt_1 - Qt_2 - m\alpha_2;$$

где:

$$\alpha_1 = \frac{2e+f}{3B_1} + \frac{(e+f)^2 r}{(2e+f)^2 B_3} + \frac{e^2 r}{(2e+f)^2 B_3};$$

$$\alpha_2 = \frac{2e+f}{6B_1} + \frac{2e(e+f)r}{(2e+f)^2 B_3};$$

$$t_1 = \frac{(2e+f)^2}{16B_1} + \frac{er}{2B_3};$$

$$t_2 = \frac{e(e+f)}{2B_1} + \frac{er}{B_3}.$$

### 3. Изгиб коленчатого вала в плоскости, перпендикулярной к кривошипу

Принято, что вал изгибается силой  $T$ , параллельной оси  $Z$ , и моментом  $M$ , действующим в плоскости  $XZ$  (рис. 138). На опорах должны быть приложены моменты  $M_X = \frac{Tr}{2}$ , действующие в плоскости  $YZ$  и противодействующие вращению вала вокруг оси  $X$ .

Определение углов поворота сечений вала от силы  $T$  в плоскости  $XZ$  произведено графоаналитическим методом:

$$\psi_1' = -\psi_2' = -T \left[ \frac{(2e+f)^2}{16B_1} + \frac{er}{2C_2} \right].$$

При изгибе моментом  $M$  углы поворота сечений вала на опорах являются результатом сложения углов, полученных от фиктивной нагрузки момента  $M$ , выражающейся площадью треугольника, и от двух фиктивных сил, приложенных к щекам и равных: для левой щеки  $\frac{M(e+f)r}{(2e+f)C_2}$ , и для правой щеки  $\frac{Me}{(2e+f)C_2}$ . Отсюда:

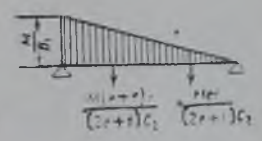
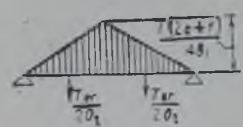
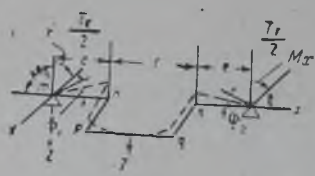


Рис. 138.

$$\psi_1'' = M \left[ \frac{2e+f}{3B_1} + \frac{e^2r}{(2e+f)^2 C_2} + \frac{(e+f)^2 r}{(2e+f) C_2} \right];$$

$$\psi_2'' = -M \left[ \frac{2e+f}{6B_1} + \frac{2(e+f)er}{(2e+f)^2 C_2} \right].$$

Углы поворота вала от изгиба щек и кручения мотылевой шейки определяются из рис. 139, где соответствующие искривления показаны в искаженном виде.

Из рис. 139 видно, что каждый из углов равен  $\frac{\delta}{2e+f}$ , где величина отрезка  $\delta$  равна удвоенному перемещению от изгиба щеки и перемещению от кручения мотылевой шейки (изгиб и кручение от действия момента  $M$ ).

Изгиб щеки как балки, заделанной одним концом, равен:

$$\frac{Mr^3}{(2e+f) \cdot 3B_2}.$$

Перемещение от кручения получится путем умножения угла закручивания на длину  $r$  и будет равно:

$$\frac{Mfr^2}{(2e+f) C_1}.$$

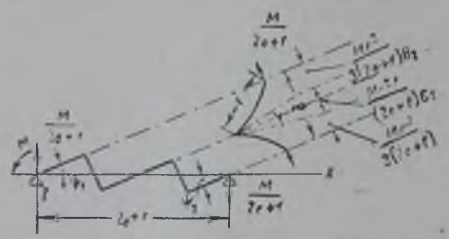


Рис. 139.

Таким образом:

$$\delta = M \left[ \frac{2r^3}{3(2e+f) B_2} + \frac{fr^2}{(2e+f) C_1} \right],$$

а величина угла:

$$\psi_1'' = \psi_2'' = \frac{\delta}{2e+f} = M \left[ \frac{2r^3}{3(2e+f)^2 B_2} + \frac{fr^2}{(2e+f)^2 C_1} \right].$$

Полный угол поворота будет равен:

$$\psi_1 = \psi_1' + \psi_1'' + \psi_1''' = \beta_1 M - UT;$$

$$\psi_2 = \psi_2' + \psi_2'' + \psi_2''' = -\beta_2 M - UT,$$

где:

$$\beta_1 = \frac{2e+f}{3B_1} + \frac{e^2r}{(2e+f)^2 C_2} + \frac{(e+f)^2 r}{(2e+f)^2 C_2} + \frac{2r^3}{3(2e+f)^2 B_2} + \frac{fr^2}{(2e+f)^2 C_1};$$

$$\beta_2 = \frac{2e+f}{3B_1} + \frac{2e(e+f)r}{(2e+f)^2 C_2} - \frac{2r^3}{3(2e+f)^2 B_2} - \frac{fr^2}{(2e+f)^2 C_1};$$

$$U = \frac{(2e+f)^2}{16B_1} + \frac{er}{2C_2}.$$

#### 4. Деформация коленчатого вала под действием крутящего момента

В данном разделе приведен расчет поворота концевых сечений около осей  $Y$  и  $Y'$  под действием крутящего момента.

Углы поворота вследствие изгиба щек и кручения определяются по формуле:

$$\psi'' = \frac{\delta}{2e + f}.$$

При изгибе щеки получится перемещение

$$\gamma = \frac{M_t \cdot r^2}{2B_2}.$$

Перемещение от кручения мотылевой шейки равно:

$$\gamma_1 = \theta_2 r = \frac{M_t \cdot fr}{C_1}.$$

Тогда:

$$\delta = 2\gamma + \gamma_1 = M_t \left( \frac{r^2}{B_2} + \frac{fr}{C_1} \right); \quad \psi''' = M_t \cdot S,$$

где

$$S = \frac{1}{2e + f} \left( \frac{r^2}{B_2} + \frac{fr}{C_1} \right).$$

Угол  $\psi'''$  определен с учетом действия на шейки и щеки крутящего момента. Ту же деформацию вызывает момент, действующий в плоскости  $XZ$ .

Обозначая этот угол через  $\theta_0$  и используя принцип взаимности перемещений, можно написать:

$$M\psi = M_t \cdot \theta_0,$$

откуда:

$$\theta_0 = \frac{M\psi}{M_t} = \frac{M \cdot M_t \cdot S}{M_t} = MS.$$

Далее определены деформации коленчатого вала под влиянием крутящего момента, приложенного по середине шейки рамового подшипника (рис. 140).

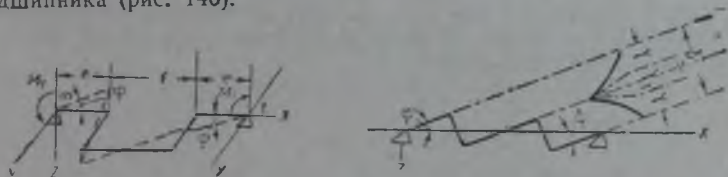


Рис. 140.

Полный угол кручения состоит из деформаций рамовой и мотылевой шеек и двух щек:

$$\theta = 2\theta_1 + \theta_2 + 2\theta_3,$$

где:

$$\theta_1 = \frac{M_t \cdot l}{C_1} \text{ — угол кручения рамовой щеки;}$$

$$\theta_2 = \frac{M_t \cdot f}{C_1} \text{ — угол кручения мотылевой шейки;}$$

$$\theta_3 = \frac{M_t \cdot r}{B_2} \text{ — угловая деформация щеки.}$$

Подставляя эти значения в выражение угла  $\theta$ , легко получить:

$$\theta = \frac{2M_t \cdot l}{C_1} + \frac{M_t \cdot f}{C_1} + \frac{2M_t \cdot r}{B_2} = M_t \cdot \omega,$$

где

$$\omega = \frac{2e+f}{C_1} + \frac{2r}{B_2}.$$

При расчете многоколенчатого вала момент  $M$  может отсутствовать, а на опорах будут действовать моменты:

$$M_r + \frac{Tr}{2}.$$

Тогда углы поворота концевых сечений представятся в следующем виде:

$$\phi_1 = \left( M_r + \frac{Tr}{2} \right) S - UT;$$

$$\phi_2 = \left( M_r + \frac{Tr}{2} \right) S + UT$$

или:

$$\phi_1 = M_r S - T v_1;$$

$$\phi_2 = M_r S + T v_2,$$

где:

$$v_1 = U - \frac{rS}{2} = \frac{(2e+f)}{16B_1} + \frac{er}{2C_2} - \frac{r}{2(2e+f)} \left( \frac{r^2}{B_2} + \frac{fr}{C_1} \right);$$

$$v_2 = U + \frac{rS}{2} = \frac{(2e+f)^2}{16B_1} + \frac{er}{2C_2} + \frac{r}{2(2e+f)} \left( \frac{r^2}{B_2} + \frac{fr}{C_1} \right).$$

### 5. Уравнения для определения опорных изгибающих моментов

В рассматриваемом случае речь идет о многомотылевом коленчатом вале. Каждое колено такого вала может быть подвержено действию одной или совокупности рассмотренных нагрузок или изгибающих и крутящих моментов.

Нагрузки обычно задаются. Крутящий момент также легко определяется, и неизвестными остаются опорные моменты как в плоскости кривошипа, так и в плоскости, перпендикулярной кривошипу.

Чтобы решить задачу о напряжениях, возникающих в частях вала, необходимо определить величины опорных изгибающих моментов, что можно выполнить, исходя из условия непрерывности на опорах упругой кривой изогнутой оси вала.

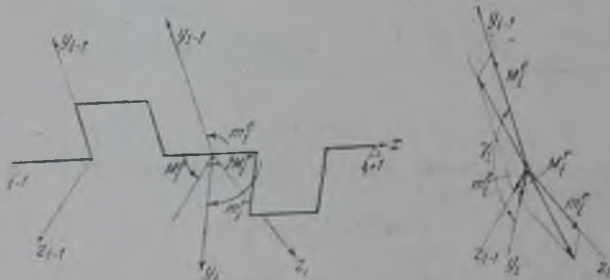


Рис. 141.

На рис. 141 представлена часть многоопорного вала, где на опоре  $i$  действуют четыре изгибающих момента:  $M_i^e$ ,  $M_i^r$ ,  $m_i^e$ ,  $m_i^r$ .

Если отложить  $M_i^e$ ,  $M_i^r$ ,  $m_i^e$ ,  $m_i^r$  в виде векторов, то из условия равновесия видно, что равнодействующая от  $m_i^r$  и  $M_i^r$  равна и противоположна равнодействующей от сложения  $m_i^e$  и  $M_i^e$ .

Обозначив через  $\gamma_i$  угол между соседними кривошипами и разлагая моменты на направления  $Y_{i-1}$  и  $Z_{i-1}$ , легко получить:

$$\begin{aligned} M_i^e + M_i^r \cdot \cos \gamma_i - m_i^r \cdot \sin \gamma_i &= 0; \\ m_i^r + M_i^r \cdot \sin \gamma_i + m_i^e \cdot \cos \gamma_i &= 0. \end{aligned}$$

Недостающие два уравнения, необходимые для определения величины  $M_i^e$ ,  $M_i^r$ ,  $m_i^e$  и  $m_i^r$ , можно вывести из условия непрерывности упругой кривой изогнутой оси вала.

Пусть  $\varphi_i^e$  и  $\varphi_i^r$  — углы поворота поперечного сечения на опоре  $i$  относительно осей  $Z_{i-1}$  и  $Y_{i-1}$ . Учитывая направление моментов  $m_i^r$  и  $m_i^e$ , а также направление сил  $Q_{i-1}$  и  $P_{i-1}$ , на основании рис. 142, можно написать уравнение:

$$\varphi_i^e = m_i^e \cdot \alpha_1 - m_{i-1}^r \cdot \alpha_2 - P_{i-1} \cdot t_1 - Q_{i-1} \cdot t_2. \quad (A)$$

Входящие в состав этого уравнения величины  $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$ ,  $t_1$  и  $t_2$  были определены выше.

Для угла  $\psi_i^e$  также имеется выражение:

$$\psi_i^e = M_i^e \cdot \beta_1 - M_{i-1}^r \cdot \beta_2 + (M_{i-1}) \cdot S + T_{i-1} \cdot V_2, \quad (B)$$

где  $\beta_1$ ,  $\beta_2$ ,  $S$  и  $V_2$  были также определены выше.

Выражения для углов поворота на той же опоре  $i$  относительно осей  $Z_i$  и  $Y_i$  для кривошипа, расположенного правее опоры и нагруженного моментами и силами  $m_i^r$ ,  $m_{i+1}^e$ ,  $M_i^r$ ,  $M_{i+1}^e$ ,  $P_i$ ,  $Q_i$ ,  $T_i$  и  $(M_i)_r$ , по аналогии можно написать:

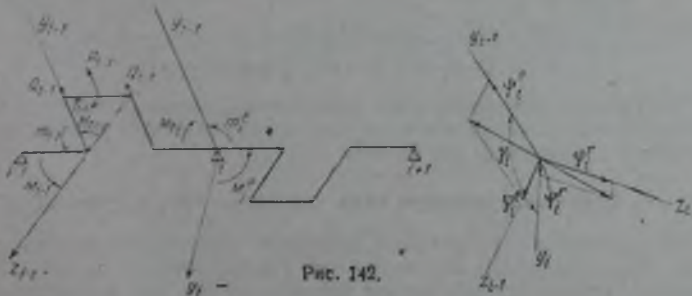
$$\begin{aligned} \varphi_i^r &= m_i^r \cdot \alpha_1 - m_{i+1}^e \cdot \alpha_2 + P_i \cdot t_1 + Q_i \cdot t_2, \\ \psi_i^r &= M_i^r \cdot \beta_1 - M_{i+1}^e \cdot \beta_2 + (M_i)_r \cdot S - T_i \cdot V_1, \end{aligned}$$

где

$$(M_i)_r = (M_i)_{i-1} + T_{i-1} r.$$

Эти углы можно изобразить в виде векторов, направив их по тем осям, относительно которых происходит поворот.

Так как  $\varphi_i^e$ ,  $\psi_i^e$ ,  $\varphi_i^r$  и  $\psi_i^r$  представляют углы поворота одного и того же сечения рамовой шейки, то равнодействующая углов поворота  $\varphi_i^e$  и  $\psi_i^e$  должна быть равна равнодействующей углов  $\varphi_i^r$  и  $\psi_i^r$  (рис. 142).



Из чертежа (рис. 142) видно, что:

$$\begin{aligned} \varphi_i^e &= \varphi_i^r \cdot \cos \gamma_i + \psi_i^r \cdot \sin \gamma_i; \\ \psi_i^e &= -\varphi_i^r \cdot \sin \gamma_i + \psi_i^r \cdot \cos \gamma_i. \end{aligned}$$

Если в эти уравнения вместо  $\varphi_i^e, \psi_i^e, \varphi_i^r$  и  $\psi_i^r$  подставить их значения, написанные выше, то последние уравнения примут вид:

$$\begin{aligned} m_i^e \cdot \alpha_1 - m_{i-1}^r \cdot \alpha_2 - P_{i-1} \cdot t_1 - Q_{i-1} \cdot t_2 = \\ = (m_i^r \cdot \alpha_1 - m_{i+1}^e \cdot \alpha_2 + P_i \cdot t_1 + Q_i \cdot t_2) \cdot \cos \gamma_i + \\ + [M_i^e \cdot \beta_i - M_{i+1}^e \cdot \beta_2 - T_i \cdot v_i + (M_{2i}) \cdot S] \cdot \sin \gamma_i; \\ M_i^e \cdot \beta_1 - M_{i-1}^r \cdot \beta_2 + (M_{1i}) \cdot S + T_{i-1} \cdot v_2 = \\ = [M_i^r \cdot \beta_1 - M_{i+1}^e \cdot \beta_2 - T_i \cdot v_i + (M_{2i}) \cdot S] \cdot \cos \gamma_i - \\ - (m_i^r \cdot \alpha_1 - m_{i+1}^e \cdot \alpha_2 + P_i \cdot t_1 + Q_i \cdot t_2) \cdot \sin \gamma_i. \end{aligned} \quad (C)$$

Из уравнений разложения моментов по осям следует:

$$\begin{aligned} m_i^e &= \frac{M_i^r + M_i^e \cdot \cos \gamma_i}{\sin \gamma_i}; \\ m_i^r &= \frac{M_i^e + M_i^r \cdot \cos \gamma_i}{\sin \gamma_i}; \\ m_{i+1}^e &= - \frac{M_{i+1}^r + M_{i+1}^e \cdot \cos \gamma_{i+1}}{\sin \gamma_{i+1}}; \\ m_{i-1}^r &= \frac{M_{i-1}^e + M_{i-1}^r \cdot \sin \gamma_{i-1}}{\sin \gamma_{i-1}}. \end{aligned}$$

Подставляя значения  $m_i^e, m_{i-1}^r, m_i^r$  и  $m_{i+1}^e$  в уравнения (C), не трудно получить:

$$\begin{aligned} - \frac{\alpha_2}{\sin \gamma_{i-1}} M_{i-1}^e - \alpha_2 \cdot \operatorname{ctg} \gamma_{i-1} \cdot M_{i-1}^r - 2\alpha_2 \cdot \operatorname{ctg} \gamma_i \cdot M_i^e - \\ - \left( \frac{\alpha_1}{\sin \gamma_i} + \frac{\alpha_1 \cdot \cos^2 \gamma_i}{\sin \gamma_i} + \beta_2 \cdot \sin \gamma_i \right) \cdot M_i^r + \\ + \left( \beta_2 \cdot \sin \gamma_i - \alpha_2 \frac{\cos \gamma_{i+1} \cdot \cos \gamma_i}{\sin \gamma_{i+1}} \right) \cdot M_{i+1}^e - \alpha_2 \frac{\cos \gamma_i \cdot M_{i+1}^e}{\sin \gamma_{i+1}} = \\ = P_{i-1} \cdot t_1 + Q_{i-1} \cdot t_2 + (P_i \cdot t_1 + Q_i \cdot t_2) \cdot \cos \gamma_i - T_i \cdot v_i \cdot \sin \gamma_i + \\ + (M_{1i}) \cdot S \cdot \sin \gamma_i; \end{aligned} \quad (D)$$

$$\begin{aligned} - M_{i-1}^r \cdot \beta_2 + (\alpha_1 + \beta_2) M_i^r + (\alpha_1 - \beta_2) \cdot \cos \gamma_i \cdot M_i^e + \\ + \left( \beta_2 \cdot \cos \gamma_i + \alpha_2 \frac{\sin \gamma_i \cdot \cos \gamma_{i+1}}{\sin \gamma_{i+1}} \right) \cdot M_{i+1}^e + \alpha_2 \frac{\sin \gamma_i}{\sin \gamma_{i+1}} \cdot M_{i+1}^e = \\ = (-M_{2i-1}) \cdot S + (M_{2i}) \cdot \cos \gamma_i \cdot S - T_{i-1} \cdot v_2 - \\ - T_i \cdot v_1 \cdot \cos \gamma_i - (P_i \cdot t_1 + Q_i \cdot t_2) \cdot \sin \gamma_i; \end{aligned} \quad (E)$$

Выведенные уравнения дают возможность раскрыть статическую неопределимость коленчатого вала, как и аналогичные уравнения трех моментов в многоопорных балках.

## 6. Расчет коленчатого вала теплохода «Карл Либкнехт»

На основании приведенных уравнений произведен расчет колена вала теплохода «Карл Либкнехт» как балки, лежащей на одиннадцати опорах. Гребенчатый подшипник принят так же, как и первая опора, свободно лежащим, что несколько (весьма незначительно) повлияет на величину ближайших опорных моментов в направлении их небольшого изменения в выгодную для расчета сторону: повысятся расчетные напряжения в частях коленчатого вала.



Прежде всего вычислены значения жесткостей частей вала по следующим данным:  $d = 240$  мм,  $d_1 = 100$  мм,  $r = 280$  мм,  $b = 140$  мм,  $a = 318$  мм,  $e = 220$  мм,  $h = 420$  мм,  $f = 460$  мм (рис. 136). Тогда:

$$B_1 = \frac{\pi}{64} (d^4 - d_1^4) E = \frac{\pi}{64} (24^4 - 10^4) E = 15\,795 E;$$

$$B_2 = \frac{bh^3}{12} E = \frac{14 \cdot 42^3}{12} E = 86\,436 E;$$

$$B_3 = \frac{hb^3}{12} E = \frac{42 \cdot 14^3}{12} E = 9\,604 E;$$

$$C_1 = \frac{\pi}{32} (d^4 - d_1^4) G = 31\,590 G = 12\,195 E;$$

$$C_2 = \beta hb^3 G = 0,263 \cdot 42 \cdot 14^3 G = 30\,310 G = 11\,701 E.$$

Выражения для коэффициентов  $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$ ,  $t_1$ ,  $t_2$ ,  $S$ ,  $\beta_1$ ,  $\beta_2$ ,  $v_1$  и  $v_2$  в уравнениях для углов поворота пролетов, несущих кривошип, могут быть представлены в следующем виде:

$$\alpha_1 = \frac{2e+f}{B_1} [0,333 + 0,291 + 0,031] = 0,655 \frac{2e+f}{B_1};$$

$$\alpha_2 = \frac{2e+f}{B_1} [0,167 + 0,188] = 0,355 \frac{2e+f}{B_1};$$

$$t_1 = \frac{2e+f}{B_1} r [0,201 + 0,201] = 0,402 \frac{2e+f}{B_1} r;$$

$$t_2 = \frac{2e+f}{B_1} r [0,297 + 0,400] = 0,697 \frac{2e+f}{B_1} r;$$

$$S = \frac{2e+f}{B_1} [0,017 + 0,207] = 0,224 \frac{2e+f}{B_1};$$

$$\beta_1 = \frac{2e+f}{B_1} [0,333 + 0,025 + 0,240 + 0,004 + 0,064] = \\ = 0,666 \frac{2e+f}{B_1};$$

$$\beta_2 = \frac{2e+f}{B_1} [0,167 + 0,155 - 0,004 - 0,064] = 0,254 \frac{2e+f}{B_1};$$

$$v_1 = \frac{2e+f}{B_1} r [0,201 + 0,165 - 0,009 - 0,103] = \\ = 0,254 \frac{2e+f}{B_1} r;$$

$$v_2 = 0,478 \frac{2e+f}{B_1} r.$$

Для пролетов, не несущих кривошипов, величины коэффициентов  $\alpha$  и  $t$  в соответствующих пролетах (номер пролета указан второй цифрой индексов) будут равны:

$$\alpha_{1,1} = 0,137 \frac{2e+f}{B_1}; \quad \alpha_{2,1} = 0,069 \frac{2e+f}{B_1};$$

$$\alpha_{1,5} = 0,208 \frac{2e+f}{B_1}; \quad \alpha_{2,5} = 0,104 \frac{2e+f}{B_1};$$

$$\alpha_{1,9} = 0,137 \frac{2e+f}{B_1}; \quad \alpha_{2,9} = 0,069 \frac{2e+f}{B_1};$$

$$\alpha_{1,10} = 0,388 \frac{2e+f}{B_1}; \quad t_{1,10} = 0,262 \frac{2e+f}{B_1}.$$

Результаты вычислений радиальных и тангенциальных слагающих сил, действующих по шатуну, приведены в таблице 10 по всем цилиндрам для углов поворота с интервалом через  $15^\circ$ .



Величины радиальных и тангенциальных составляющих от усилий, действующих в 1, 2, 3, 4, 5 и 6 цилиндрах, для разбираемого случая положения вала, соответствующего повороту шестого кривошипа на  $15^\circ$ , представляются в следующем виде (взято из таблицы 10):

№ цилиндра	1	2	3	4	5	6
Радиальная составляющая в кг	-5854,6	-1083,3	-5765,2	-3081,7	-1083,3	-34349,4
Тангенциальная составляющая в кг	-1915,2	-2154,2	5054,0	2277,9	-2154,2	11235,6

Кроме того, к каждой щеке кривошипа должны быть приложены центробежные силы масс шек и шейки мотыля. Величины их определяются из следующих вычислений.

Вес мотылевой шейки равен:

$$Q = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} l \gamma = \frac{3,14(24^2 - 10^2)}{4} \cdot 32 \cdot 0,0078 = 93,2 \text{ кг.}$$

Масса шейки равна:

$$\frac{Q}{g} = \frac{93,2}{9,81} = 9,5 \text{ кгсек}^2/\text{м.}$$

Сила инерции от нормального ускорения:

$$Q_{ш} = mr\omega^2 = 9,5 \cdot 0,28 \frac{(200 \cdot 3,14)^2}{30^2} = 9,5 \cdot 0,28 \cdot 20,9^2 = 1160 \text{ кг,}$$

где:

$$\omega = \frac{\pi n}{30}; \quad n = 200 \text{ об/мин.}$$

Сила инерции от массы щеки при массе щеки  $m_{щ} = 26,1 \text{ кгсек}^2/\text{м}$  (см. ниже расчет на крутильные вибрации; радиус  $r' = 14 \text{ см}$ ) будет равна:

$$Q_{щ} = m_{щ} r' \omega^2 = 26,1 \cdot 0,14 \cdot 20,9^2 = 1603 \text{ кг.}$$

Сила инерции, отнесенная к середине щеки:

$$Q_n = \frac{Q_{щ}}{2} + Q_{ш} = 1160:2 + 1603 = 2183 \text{ кг,}$$

где 1160 — вес шейки вала в килограммах.

Учитывая направление сил, взятых из диаграмм радиальных и тангенциальных усилий, связав их с направлением сил, принятым при выводе формул, и подставляя их значения в уравнения трех моментов, приуроченные к расчету коленчатого вала, можно получить на соответствующих пролетах загрузку вала радиальными, тангенциальными и инерционными усилиями и крутящими моментами (таблица 11). Углы

Таблица 11

Загрузка пролетов вала радиальными, тангенциальными и инерционными усилиями и крутящими моментами

№ пролета	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X
Радиальное усилие в кг	0	5854,6	1083,3	5762,2	0	3081,7	1083,3	-34349,0	0	3000
Тангенциальное усилие в кг	0	-1915,2	-2154,2	5054,0	0	2277,9	-2154,2	11235,6	0	?
Инерционные усилия в кг	0	2183	2183	2183	0	2183	2183	2183	0	0
Крутящий момент в кгсм	0	0	-53500	-114000	276000	27600	91400	31000	345000	345000

между кривошипами по пролетам равны:

$$\begin{aligned} \gamma_1 = 0^\circ, \quad \gamma_2 = 0^\circ, \quad \gamma_3 = 120^\circ, \quad \gamma_4 = 120^\circ, \quad \gamma_5 = 0^\circ, \quad \gamma_6 = 0^\circ, \quad \gamma_7 = 240^\circ, \\ \gamma_8 = 240^\circ, \quad \gamma_9 = 0^\circ, \quad \gamma_{10} = 0^\circ. \end{aligned}$$

На рис. 143 дана схема распределения нагрузки на вал по пролетам (центробежные силы масс плеч и шеек мотылей на схеме не даны).

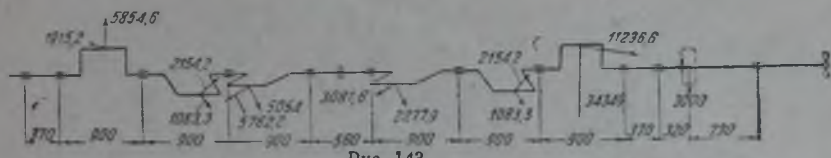


Рис. 143.

На основании формул (D) и (E) применительно к рассматриваемому случаю расчета шестиколочатого вала, лежащего на одиннадцати опорах, можно написать систему уравнений. Для  $i=2$  и  $\gamma_2=0^\circ$  и  $\gamma_3=120^\circ$  имеем:

$$m_2^e \cdot (\alpha_{1,1} + \alpha_1) + m_3^e \cdot \alpha_2 = P_2 \cdot t_1 + Q \cdot t_2;$$

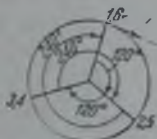
$$M_2^e = -\beta_{1,1} + M_3^e \cdot \beta_1 - M_1^e \cdot \beta_2 - T_2 \cdot v_1;$$

но

$$M_2^e = -M_3^e;$$

$$m_3^e = -\frac{2}{\sqrt{3}} \left( M_3^e - \frac{1}{2} M_2^e \right);$$

$$\beta_{1,1} = \alpha_{1,1}.$$



Тогда после подстановки в основные формулы получится:

$$I. m_2^e (\alpha_{1,1} + \alpha_1) + \frac{a_2}{\sqrt{3}} M_3^e - \frac{2a_2}{\sqrt{3}} M_2^e = P_2 \cdot t_1 + Q \cdot t_2.$$

$$II. (\alpha_{1,1} + \beta_1) M_2^e + \beta_2 \cdot M_3^e = -T_2 \cdot v_1.$$

Далее для  $i=3$ ,  $\gamma_2=0^\circ$ ,  $\gamma_3=120^\circ$  и  $\gamma_4=120^\circ$ :

$$III. \alpha_2 \cdot m_2^e + \frac{2a_1}{\sqrt{3}} M_3^e - \left( \frac{5}{2\sqrt{3}} \alpha_1 + \frac{\sqrt{3}}{2} \beta_1 \right) M_2^e + \left( \frac{\sqrt{3}}{2} \beta_2 - \frac{a_2}{2\sqrt{3}} \right) \cdot M_4^e + \\ + \frac{a_2}{\sqrt{3}} M_4^e = t_1 \cdot P_3 + \frac{t_2}{2} Q - \frac{\sqrt{3}}{2} v_1 \cdot T_3 + \frac{\sqrt{3}}{2} S(M_2)_3 - \frac{1}{2} t_1 \cdot P_3.$$

$$IV. (\alpha_1 + \beta_1) M_3^e + \beta_2 \cdot M_2^e + \frac{1}{2} (\beta_1 - \alpha_1) M_4^e - \frac{1}{2} (\beta_2 + \alpha_2) \cdot M_4^e + \\ + \alpha_2 M_4^e = -v_2 T_2 - S(M_2)_2 + \frac{1}{2} v_1 \cdot T_3 - \frac{S}{2} (M_2)_3 - \frac{\sqrt{3}}{2} t_1 \cdot P_3 - \frac{\sqrt{3}}{2} t_2 \cdot Q.$$

Для  $i=4$ ,  $\gamma_3=120^\circ$ ,  $\gamma_4=120^\circ$  и  $\gamma_5=0^\circ$ :

$$V. -\frac{2}{\sqrt{3}} \alpha_2 \cdot M_2^e + \frac{a_2}{\sqrt{3}} M_3^e + \frac{2}{\sqrt{3}} \alpha_1 \cdot M_4^e - \left( \frac{5}{2\sqrt{3}} \alpha_1 + \frac{\sqrt{3}}{2} \beta_1 \right) \cdot M_4^e + \\ + \frac{\sqrt{3}}{2} \beta_2 \cdot M_5^e - \frac{a_2}{2} m_5^e = t_1 \cdot P_3 + \frac{t_2}{2} Q - \frac{\sqrt{3}}{2} v_1 \cdot T_4 - \frac{t_1}{2} P_4 + \frac{\sqrt{3}}{2} S(M_2)_4.$$

$$VI. (\alpha_1 + \beta_1) \cdot M_4^e - \beta_2 \cdot M_3^e - \frac{1}{2} (\alpha_1 - \beta_1) \cdot M_4^e - \frac{1}{2} \beta_2 \cdot M_5^e - \frac{\sqrt{3}}{2} \alpha_1 \cdot m_5^e = \\ = -v_2 \cdot T_3 + \frac{v_1}{2} T_4 - \frac{S}{2} (M_2)_4 - \frac{\sqrt{3}}{2} t_1 \cdot P_4 - \frac{\sqrt{3}}{2} t_2 \cdot Q + S(M_2)_3.$$

Для  $i=5$ ,  $\gamma_4=120^\circ$ ,  $\gamma_5=0^\circ$  и  $\gamma_6=0^\circ$ :

$$\text{VII. } -\frac{2}{3} \alpha_2 \cdot M_4^e + \frac{\alpha_2}{\sqrt{3}} M_4^r + m_5^e (\alpha_1 + \alpha_{1,5}) + m_6^e \cdot \alpha_{1,5} = P_4 \cdot t_1 + Q \cdot t_2.$$

$$\text{VIII. } M_5^e (\beta_1 + \alpha_{1,5}) - M_4^r \cdot \beta_2 + M_6^e \cdot \alpha_{2,5} = - (M_t)_4 \cdot S - T_4 \cdot v_2.$$

Для  $i=6$ ,  $\gamma_5=0^\circ$ ,  $\gamma_6=0^\circ$  и  $\gamma_7=240^\circ$ :

$$\text{IX. } m_5^e \cdot \alpha_{2,5} + m_6^e (\alpha_{1,5} + \alpha_1) - \frac{\alpha_2}{\sqrt{3}} M_7^e + \frac{2\alpha_2}{\sqrt{3}} M_7^r = P_6 \cdot t_1 + Q \cdot t_2.$$

$$\text{X. } M_8^e (\alpha_{1,5} + \beta_1) + M_5^e \cdot \alpha_{2,5} + M_7^e \cdot \beta_2 = - T_6 \cdot v_1 + (M_t)_6 \cdot S.$$

Для  $i=7$ ,  $\gamma_6=0^\circ$ ,  $\gamma_7=240^\circ$  и  $\gamma_8=240^\circ$ :

$$\text{XI. } m_8^e \cdot \alpha_2 - \frac{2}{\sqrt{3}} \alpha_1 \cdot M_7^e + \left( \frac{5}{2\sqrt{3}} \alpha_1 + \frac{\sqrt{3}}{2} \beta_1 \right) \cdot M_7^r - \left( \frac{\sqrt{3}}{2} \beta_2 - \frac{\alpha_2}{2\sqrt{3}} \right) \cdot M_8^e - \\ - \frac{\alpha_2}{\sqrt{3}} M_8^r = P_6 T_1 + \frac{t_2}{2} Q + \frac{\sqrt{3}}{2} v_1 \cdot T_1 - \frac{1}{2} t_1 \cdot P_1 - \frac{\sqrt{3}}{2} S (M_t)_7.$$

$$\text{XII. } (\alpha_1 + \beta_1) \cdot M_7^e + \beta_2 \cdot M_6^e - \frac{1}{2} (\alpha_1 - \beta_1) \cdot M_7^r - \frac{1}{2} (\beta_2 + \alpha_2) \cdot M_8^e + \\ + \alpha_2 M_8^r = - v_2 \cdot T_6 + \frac{1}{2} v_1 \cdot T_7 - \frac{S}{2} (M_t)_7 + \frac{\sqrt{3}}{2} t_1 \cdot P_7 + \frac{\sqrt{3}}{2} t_2 \cdot Q.$$

Для  $i=8$ ,  $\gamma_7=240^\circ$ ,  $\gamma_8=240^\circ$  и  $\gamma_9=0^\circ$ :

$$\text{XIII. } \frac{2\alpha_2}{\sqrt{3}} M_7^e - \frac{\alpha_2}{\sqrt{3}} M_7^r - \frac{2\alpha_1}{\sqrt{3}} M_8^e + \left( \frac{5}{2\sqrt{3}} \alpha_1 + \frac{\sqrt{3}}{2} \beta_1 \right) \cdot M_8^r - \frac{\sqrt{3}}{2} \beta_2 \cdot M_9^e - \\ - \frac{1}{2} \alpha_2 \cdot m_9^e = t_1 \cdot P_7 + \frac{t_2}{2} Q + \frac{\sqrt{3}}{2} v_1 \cdot T_8 - \frac{\sqrt{3}}{2} S (M_t)_8 - \frac{1}{2} t_1 P_8.$$

$$\text{XIV. } -\beta_2 M_7^r + (\alpha_1 + \beta_1) \cdot M_8^e + \frac{1}{2} (\beta_1 - \alpha_1) \cdot M_8^r - \frac{1}{2} \beta_2 \cdot M_9^e + \\ + \frac{\sqrt{3}}{2} \alpha_2 + m_9^e = - v_2 \cdot T_7 + \frac{1}{2} v_1 \cdot T_8 - \frac{1}{2} S (M_t)_8 + \frac{\sqrt{3}}{2} t_1 \cdot P_8 + \\ + \frac{\sqrt{3}}{2} t_2 \cdot Q - (M_t)_7 \cdot S.$$

Для  $i=9$ ,  $\gamma_8=240^\circ$ ,  $\gamma_9=0^\circ$  и  $\gamma_{10}=0^\circ$ :

$$\text{XV. } \frac{2}{\sqrt{3}} \alpha_2 \cdot M_8^e - \frac{\alpha_2}{\sqrt{3}} M_8^r + (\alpha_1 + \alpha_{1,9}) \cdot m_9^e + \alpha_{2,9} \cdot m_{10}^e = t_1 \cdot P_8 + t_2 \cdot Q.$$

$$\text{XVI. } -\beta_2 \cdot M_8^r + (\beta_1 + \alpha_{1,9}) \cdot M_9^e + M_{10}^e \cdot \alpha_{2,9} = - v_2 \cdot T_8 - S (M_t)_8.$$

Для  $i=10$ ,  $\gamma_9=0^\circ$  и  $\gamma_{10}=0^\circ$ :

$$\text{XVII. } m_9^e \cdot \alpha_{2,9} + m_{10}^e (\alpha_{1,9} + \alpha_{1,10}) = t_{1,10} \cdot P_{10}.$$

$$\text{XVIII. } M_9^e \cdot \alpha_{2,9} + M_{10}^e (\alpha_{1,9} + \alpha_{1,10}) = 0.$$

При составлении уравнений принято:

$$M_1^e = M_1^r = M_{11}^e = M_{11}^r = m_1^e = m_1^r = m_{11}^e = m_{11}^r = 0,$$

так как вал на первой и одиннадцатой опорах лежит свободно.

Подставляя в написанные выше уравнения значения коэффициентов  $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$ ,  $\beta_1$ ,  $\beta_2$  и т. д., а также соответствующие значения радиальных и тангенциальных усилий и величин крутящих моментов, можно получить:

$$\text{I. } 0,792m_2^e + 0,205M_3^e - 0,410M_3^r = +108\,600 \text{ кгсм.}$$

$$\text{II. } 0,803M_2^e + 0,254M_1^e = +13\,600 \text{ кгсм.}$$

$$\text{III. } 0,3\alpha_5 m_2^e + 0,757M_3^e - 1,522M_3^r + 0,117M_4^e + 0,206M_4^r = \\ = +84\,100 \text{ кгсм.}$$

- IV.  $0,254 M_2^e + 1,321 M_3^e + 0,006 M_4^e - 0,304 M_4^e + 0,355 M_4^e =$   
 $= -23\,600$  кгсм.
- V.  $-0,410 M_3^e + 0,205 M_4^e + 0,535 M_4^e - 1,522 M_4^e + 0,220 M_5^e -$   
 $-0,178 m_5^e = -52\,200$  кгсм.
- VI.  $1,321 M_4^e - 0,254 M_5^e + 0,006 M_6^e - 0,127 m_5^e - 0,308 M_5^e =$   
 $= -45\,600$  кгсм.
- VII.  $-0,410 M_4^e + 0,205 M_4^e + 0,863 m_5^e + 0,104 m_6^e = +107\,500$  кгсм.
- VIII.  $-0,254 M_4^e + 0,874 M_5^e + 0,104 M_6^e = -41\,900$  кгсм.
- IX.  $0,104 m_5^e + 0,863 m_6^e - 0,205 M_7^e + 0,410 M_7^e = +77\,300$  кгсм.
- X.  $0,874 M_6^e + 0,104 M_5^e + 0,254 M_7^e = -10\,000$  кгсм.
- XI.  $0,355 m_6^e - 0,757 M_7^e + 1,522 M_7^e - 0,117 M_8^e - 0,206 M_8^e =$   
 $= +18\,800$  кгсм.
- XII.  $0,254 M_6^e + 1,321 M_7^e - 0,304 M_8^e + 0,355 M_8^e + 0,006 M_7^e =$   
 $= -800$  кгсм.
- XIII.  $0,410 M_7^e - 0,205 M_7^e - 0,535 M_8^e + 1,522 M_8^e - 0,220 M_9^e -$   
 $-0,178 m_5^e = 292\,700$  кгсм.
- XIV.  $-0,254 M_7^e + 1,321 M_8^e + 0,006 M_8^e - 0,127 M_9^e + 0,308 m_6^e =$   
 $= -253\,200$  кгсм.
- XV.  $0,410 M_8^e - 0,205 M_8^e + 0,792 m_9^e + 0,069 m_{10}^e = -344\,400$  кгсм.
- XVI.  $-0,254 M_8^e + 0,803 M_9^e + 0,069 M_{10}^e = -159\,900$  кгсм.
- XVII.  $0,069 m_9^e + 0,525 m_{10}^e = -20\,500$  кгсм.
- XVIII.  $0,069 M_9^e + 0,525 M_{10}^e = 0$ .

Решив эту систему уравнений методом Гаусса, получим следующие значения изгибающих моментов, действующих в плоскости, перпендикулярной к плоскости кривошипа:

$$M_2^e = +24\,500 \text{ кгсм}; M_6^e = -7\,400 \text{ кгсм};$$

$$M_2^r = -24\,500 \text{ кгсм}; M_7^e = -44\,800 \text{ кгсм};$$

$$M_3^e = -24\,000 \text{ кгсм}; M_7^r = -22\,000 \text{ кгсм};$$

$$M_3^r = -38\,300 \text{ кгсм}; M_8^e = -56\,000 \text{ кгсм};$$

$$M_4^e = -23\,000 \text{ кгсм}; M_8^r = +76\,000 \text{ кгсм};$$

$$M_4^r = +82\,000 \text{ кгсм}; M_9^e = -176\,100 \text{ кгсм};$$

$$M_5^e = -46\,600 \text{ кгсм}; M_9^r = +176\,100 \text{ кгсм};$$

$$M_5^r = +46\,600 \text{ кгсм}; M_{10}^e = +23\,100 \text{ кгсм};$$

$$M_6^e = +7\,400 \text{ кгсм}; M_{10}^r = -23\,100 \text{ кгсм}.$$

Пользуясь написанными выше уравнениями связи между изгибающими моментами, лежащими в плоскости кривошипа и в плоскости, перпендикулярной к плоскости кривошипа, можно получить:

$$m_i^e = -\frac{M_i^r + M_i^e \cdot \cos \gamma_i}{\sin \gamma_i}; m_i^r = \frac{M_i^e + M_i^r \cdot \cos \gamma_i}{\sin \gamma_i};$$

$$m_{i+1}^i = -\frac{M_{i+1}^r + M_{i+1}^e \cdot \cos \gamma_{i+1}}{\sin \gamma_{i+1}}; m_{i-1}^r = \frac{M_{i-1}^e + M_{i-1}^r \cdot \cos \gamma_{i-1}}{\sin \gamma_{i-1}}.$$

Величины опорных изгибающих моментов, действующих в плоскостях кривошипов, равны:

$$\begin{aligned}
 m_2^e &= +123\,400 \text{ кгсм}; & m_6^r &= -77\,100 \text{ кгсм}; \\
 m_2^r &= -123\,400 \text{ кгсм}; & m_7^e &= +500 \text{ кгсм}; \\
 m_3^e &= +30\,300 \text{ кгсм}; & m_7^r &= +39\,000 \text{ кгсм}; \\
 m_3^r &= -5\,600 \text{ кгсм}; & m_8^e &= +120\,000 \text{ кгсм}; \\
 m_4^e &= -22\,800 \text{ кгсм}; & m_8^r &= +109\,000 \text{ кгсм}; \\
 m_4^r &= -31\,300 \text{ кгсм}; & m_9^e &= -673\,000 \text{ кгсм}; \\
 m_5^e &= +102\,400 \text{ кгсм}; & m_9^r &= +673\,000 \text{ кгсм}; \\
 m_6^e &= -102\,400 \text{ кгсм}; & m_{10}^e &= +49\,500 \text{ кгсм}; \\
 m_6^r &= 77\,100 \text{ кгсм}; & m_{10}^r &= -49\,500 \text{ кгсм}.
 \end{aligned}$$

Анализ величин опорных изгибающих моментов приводит к выводам, что самым загруженным является восьмой пролет, между восьмой и девятой опорами.

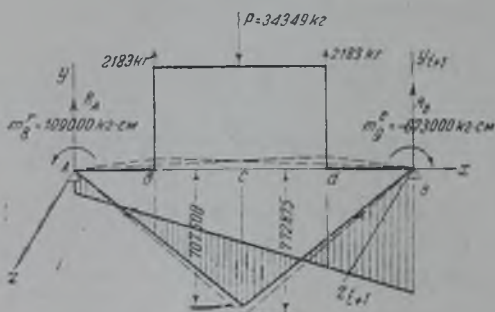


Рис. 144.

Если вырезать восьмой пролет и определить напряжения, возникающие в правой щеке и в шейке, как наиболее загруженных, получатся следующие результаты.

Реакции опор в плоскости кривошипа будут равны (рис. 144):

$$\begin{aligned}
 R_A &= \frac{P}{2} - Q + \frac{m_A}{l} + \frac{m_B}{l} = \frac{34349}{2} - 2183 + \frac{109000}{90} - \frac{673000}{90} = 8726 \text{ кг}; \\
 R_B &= \frac{P}{2} - Q - \frac{m_A + m_B}{l} = 21\,258 \text{ кг}.
 \end{aligned}$$

Реакции на опорах  $A$  и  $B$  в плоскости, перпендикулярной к кривошипу (рис. 145):

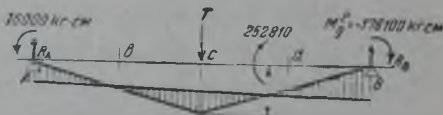


Рис. 145.

$$\begin{aligned}
 R_A &= \frac{T}{2} + \frac{M_A + M_B}{l} = \frac{11236}{2} + \\
 &+ \frac{76000}{90} - \frac{176000}{90} = 4505 \text{ кг};
 \end{aligned}$$

$$R_B = \frac{T}{2} - \frac{M_A + M_B}{l} = 5618 - 844 + 1957 = 6731 \text{ кг}.$$

Реакция на опоре  $B$ , будучи перенесена в центр тяжести поперечного сечения правой щеки кривошипа (рис. 145), вызовет в нем напряжения сжатия, равные:

$$\sigma = \frac{R_B y}{F} = \frac{2125}{42 \cdot 14} = 36,2 \text{ кг/см}^2.$$

Суммарный изгибающий момент, действующий в плоскости кривошипа в сечении, проходящем через центр тяжести правой щеки криво-

шпира от изгибающих моментов, действующих в плоскости кривошпира, будет равен (рис. 144):

$$M_d = 772\,875 \cdot \frac{22}{45} - 673\,000 \cdot \frac{68}{90} - 109\,000 \cdot \frac{22}{90} - 2183 \cdot \frac{22}{90} \cdot 68 - 2183 \cdot 68 \cdot \frac{22}{90} \cdot \frac{22}{68} = -205\,331 \text{ кгсм.}$$

Для сечения в месте перехода шейки рамового подшипника в щеку величина изгибающего момента будет равна:

$$M_k = 772\,875 \cdot \frac{15}{45} - 673\,000 \cdot \frac{75}{90} - 109\,000 \cdot \frac{15}{90} - 36\,150 \cdot \frac{15}{22} - 11\,750 \cdot \frac{15}{22} = -354\,034 \text{ кгсм.}$$

Как видно, место сочленения рамовой шейки со щекой будет наиболее опасным, поэтому необходимо определить величину напряжения для этого сечения.

Величина изгибающего момента в плоскости, перпендикулярной  $\pi$  кривошпиру, определяемая из эпюры изгибающих моментов (рис. 145), равна:

$$M'_d = 252\,810 \cdot \frac{15}{45} - 76\,000 \cdot \frac{15}{90} - 176\,100 \cdot \frac{75}{90} = -75\,073 \text{ кгсм.}$$

Равнодействующий момент:

$$M_R \sqrt{354\,034^2 + 75\,073^2} = 361\,889 \text{ кгсм.}$$

Напряжение от изгиба в точке А (рис. 146):

$$\sigma_A = \frac{M_{RA}}{W_X} = \frac{361\,889}{1318} = 245 \text{ кг/см}^2.$$

Сюда необходимо добавить напряжения изгиба от действия крутящего момента, возникающие в щеке, а следовательно, и в месте сочленения шейки вала со щекой:

$$\sigma_{III} = \frac{M_t}{W_X} = \frac{345\,000 \cdot 6 \cdot 12}{42^2 \cdot 14 \cdot 21} = 48 \text{ кг/см}^2.$$

Величина касательных напряжений от действия  $M_t$  от работы во всех цилиндрах в месте сочленения шейки и щеки:

$$\tau' = \frac{M_t}{W_0} = \frac{345\,000}{2636} \approx 131 \text{ кг/см}^2.$$

Следует учесть также и касательные напряжения, возникающие на поверхности щеки от действия момента  $M_y$  в плоскости  $XZ$ :

$$\tau'' = \frac{M'_d}{\mu h b_2} = \frac{60\,150}{0,267 \cdot 42 \cdot 14^2} \approx 27,5 \text{ кг/см}^2.$$

Таким образом, суммарные напряжения в точке А (рис. 146) будут равны:

$$\sigma_n = \sigma_I + \sigma_{II} + \sigma_{III} = 245 - 36,2 + 48 = 256,8 \text{ кг/см}^2.$$

Суммарные касательные напряжения в точке А будут равны:

$$\tau = \tau' + \tau'' = 131 + 27,5 = 158,5 \text{ кг/см}^2.$$

Величина главных напряжений будет равна:

$$\sigma = 0,35 \cdot \sigma_n + 0,65 \cdot \sqrt{\sigma_n^2 + 4\tau^2} = 327 \text{ кг/см}^2.$$

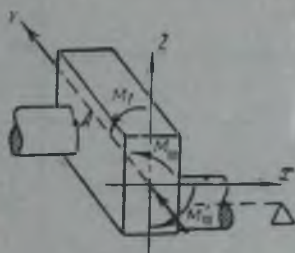


Рис. 146.



Величина главных напряжений в рамовой шейке на девятой опоре определится также по формуле Сан-Венана:

$$\sigma = 0,35 \cdot \sigma_n + 0,65 \cdot \sqrt{\sigma_n^2 + 4\tau^2},$$

где величина нормальных напряжений

$$\sigma_n = \frac{M}{W_x} = \frac{\sqrt{m^2 + M^2}}{W_x} = \frac{\sqrt{673000^2 + 176000^2}}{1318} = 528 \text{ кг/см}^2,$$

Касательные напряжения в шейке от влияния крутящего момента во втором, третьем, четвертом, пятом и шестом цилиндрах, как найдено выше, равны 131 кг/см<sup>2</sup>. Тогда величина главных напряжений в середине рамовой шейки будет равна:

$$\sigma = 0,35 \sigma_n + 0,65 \sqrt{\sigma_n^2 + 4\tau^2} = 0,35 \cdot 528 + 0,65 \sqrt{528^2 + 4 \cdot 131^2} = 557 \text{ кгсм}^2.$$

### 7. Подсчет напряжений заводским методом

• Ниже приведен подсчет напряжений в шестом колене коленчатого вала теплохода «Карл Либкнехт» обычным заводским методом. Расчет напряжений произведен для трех положений кривошипа: мертвого, при отклонении на 15 и на 30°. Для расчета имеются следующие данные:

Положение кривошипа	Радиальное усиление в кг	Тангенциальное усиление в кг	Крутящий момент от предыдущих пяти колеи в кгсм	Примечание
Мертвое . . . . .	39 233	0	108 474	Данные получены при помощи индикаторных диаграмм
Отклонение на 15° . . . . .	34 349	11 236	31 052	
Отклонение на 30° . . . . .	19 879	14 652	-38 600	

Вес поршня и шатуна  $G_n = 700$  кг.

Подсчет напряжений для отклонения кривошипа на 15° (рис. 147)

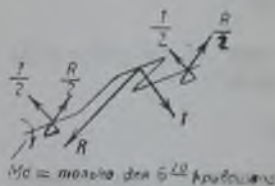


Рис. 147.

1. Напряжения в рамовой шейке.

а) Напряжение от изгиба:

$$\sigma = \frac{(P + G_n) e}{2 \cdot W_z} = \frac{35049 \cdot 14}{2 \cdot 12882} = 178 \text{ кг/см}^2.$$

б) Напряжение от кручения:

$$\tau = \frac{M_k + T_r}{W_p} = \frac{33052 + 11236 \cdot 28}{2764} = 125 \text{ кг/см}^2.$$

в) Главные напряжения:

$$\sigma_i = 0,35\tau + 0,65 \cdot \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} = 253 \text{ кг/см}^2.$$

2. Напряжения в правой щеке кривошипа (рис. 148).

а) Напряжения от изгиба в плоскости XY:

$$\sigma' = \frac{(P + G_n) \cdot l}{W_z} = \frac{(34349 + 700) \cdot 22 \cdot 6}{2 \cdot 142 \cdot 42} = 281 \text{ кг/см}^2.$$

б) Напряжения от сжатия в щеке:

$$\sigma'' = \frac{P + G_n}{2F} = \frac{35049}{2 \cdot 14 \cdot 42} = 30 \text{ кг/см}^2.$$



Рис. 148.

в) Напряжение от изгиба в плоскости YZ:

$$\sigma''' = \frac{M_k + Tr}{W_x} = \frac{(31052 + 11236 \cdot 28) \cdot 6}{14 \cdot 42^2} = 84 \text{ кг/см}^2.$$

г) Напряжения кручения в середине стороны *b* (точки 3 и 4):

$$\tau' = \frac{T \cdot e}{2W_p} = \frac{11236 \cdot 22}{2 \cdot 0,267 \cdot 14 \cdot 42^2} = 19 \text{ кг/см}^2;$$

$$\tau'' = \frac{M_k \cdot f}{r \cdot W_p} = \frac{31052 \cdot 46}{28 \cdot 0,267 \cdot 14 \cdot 42^2} = 8 \text{ кг/см}^2.$$

д) Напряжение кручения в середине стороны *h* (точки 1 и 2):

$$\tau''' = \frac{T \cdot e}{2W_p} = \frac{11236 \cdot 22}{2(0,267 \cdot 14^2 \cdot 42)} = 55 \text{ кг/см}^2.$$

$$\tau'''' = \frac{M_k \cdot f}{r \cdot W_p} = \frac{31052 \cdot 46}{28(0,267 \cdot 14^2 \cdot 42)} = 23 \text{ кг/см}^2.$$

е) Главные напряжения:  
в одном из углов

$$\sigma = \sigma' + \sigma'' + \sigma''' = 281 + 30 + 84 = 395 \text{ кг/см}^2;$$

в точке 1:

$$\sigma_{1,1} = 0,35(\sigma' + \sigma''') + 0,65 \cdot \sqrt{(\sigma' + \sigma''')^2 + 4(\tau''' + \tau'''' )^2} = 335 \text{ кг/см}^2;$$

в точке 2:

$$\sigma_{2,1} = 0,35(\sigma' - \sigma'') + 0,65 \cdot \sqrt{(\sigma' - \sigma'')^2 + 4(\tau''' + \tau'''' )^2} = 280 \text{ кг/см}^2;$$

в точке 3:

$$\sigma_{3,1} = 0,35(\sigma'' + \sigma''') + 0,65 \cdot \sqrt{(\sigma'' + \sigma''')^2 + 4(\tau' + \tau'')^2} = 166 \text{ кг/см}^2;$$

в точке 4:

$$\sigma_{4,1} = 0,35(\sigma''' - \sigma'') + 0,65 \cdot \sqrt{(\sigma''' - \sigma'')^2 + 4(\tau' + \tau'')^2} = 68 \text{ кг/см}^2.$$

Точно так же подсчитаны напряжения при первом и третьем положениях кривошипов. Результаты сведены в таблицу 12.

Из анализа величин напряжений в местах перехода шейки вала в щеку кривошипа видно, что при расчете валов как неразрезных балок величина напряжения достигала в середине рамовой шейки 557 кг/см<sup>2</sup>, при расчете же коленчатых валов обычным способом, а именно — путем вырезки одного загруженного пролета, максимальная величина напряжения достигает в том же сечении 253 кг/см<sup>2</sup>. Такие результаты связывают величины напряжений в коленчатых валах определять по методу Тимошенко и Лессельса.

Таблица 12

Положение кривошипа	Главные напряжения в кг/см <sup>2</sup>					
	в рамовой шейке	в одном из углов щеки	в точке 1	в точке 2	в точке 3	в точке 4
Мертвое . . . . .	213	455	453	422	122	62
Отклонение на 15°	253	395	355	281	166	68
Отклонение на 30°	223	273	217	187	114	82

Запас прочности при средней величине временного сопротивления материала валов в 5500 кг/см<sup>2</sup> получен равным десятикратному. Если к полученным по расчету напряжениям добавить напряжения от закруглений в галтелях, то полученные величины никак не смогут объяснить поломку валов тепловозов «усталостью». На самом деле поломки тепловозных валов происходят от больших температурных напряжений, возникающих при поливке водой часто нагреваемых подшипников.

# НАПРЯЖЕНИЯ В КОЛЕНЧАТЫХ ВАЛАХ ОТ КРУТИЛЬНЫХ ВИБРАЦИЙ<sup>1</sup>

## 1. Порядок расчета напряжений от крутильных вибраций

Задачей расчета коленчатого вала на упругие крутильные колебания является определение критических чисел оборотов, при которых возникают добавочные напряжения, не предусматриваемые при обычных расчетах коленчатого вала на прочность.

Расчет на крутильные колебания разделяется на три части:

1. Действительный коленчатый вал заменяется валом цилиндрической формы с постоянным по длине моментом инерции; движущиеся массы, отнесенные к одному цилиндру, редуцируются на радиус кривошипа; определяются частота и форма собственных колебаний приведенного вала.

2. Определяются амплитуды силовых гармоник тангенциальных усилий.

3. Находятся критические числа оборотов и определяются добавочные напряжения.

Расчет напряжений от крутильных вибраций выполнен для коленчатого вала двигателя волжского теплохода «Карл Либкнехт». Теплоход «Карл Либкнехт» имеет два двигателя мощностью по 600 л. с. при 220 оборотах в минуту. Двигатели шестицилиндровые; диаметр цилиндра — 410 мм, ход поршня — 560 мм.

Приведение коленчатого и гребенчатого валов к цилиндрическому постоянного сечения.

За диаметр приведенного вала принят диаметр коренной шейки вала с внешним диаметром  $d = 240$  мм и внутренним диаметром  $d_1 = 100$  мм.

Полярный момент инерции сечения приведенного вала будет:

$$I_p = \frac{\pi(d^4 - d_1^4)}{32} = \frac{\pi(24^4 - 10^4)}{32} = 3,159 \cdot 10^4 \text{ см}^4.$$

Для цилиндрических участков коленчатого вала приведенная длина может быть вычислена по формуле:

$$l_{np} = l_0 \frac{(I_p)_{np}}{(I_p)_0},$$

где:

- $l_0$  — действительная длина участка вала;
- $l_{np}$  — приведенная длина участка вала;
- $(I_p)_{np}$  — приведенный полярный момент инерции;
- $(I_p)_0$  — действительный полярный момент инерции.

Для первого участка вала, согласно рис. 149, может быть получено:

$$I_p = \frac{\pi(20^4 - 10^4)}{32} = 1,47 \cdot 10^4 \text{ см}^4.$$

<sup>1</sup> Глава написана М. И. Волским и доп. Н. П. Корытниковым.

$$l_{1np} = \frac{20 \cdot 3,159 \cdot 10^4}{1,47 \cdot 10^4} = 42,8 \text{ см.}$$

Так как сечение второго участка коленчатого вала равно принятому сечению приведенного вала, то и длина приведенного участка будет:

$$l_{2np} = l_{20} = 30 \text{ см.}$$

Для третьего участка полярный момент инерции сечения будет равен:

$$I_p = \frac{\pi (2^4 - 10^4)}{32} = 5,94 \cdot 10^4 \text{ см}^4,$$

а приведенная длина.

$$l_{3np} = \frac{6 \cdot 3,159 \cdot 10^4}{5,94 \cdot 10^4} = 3,18 \text{ см.}$$

Четвертый участок имеет сечение, равное приведенному, следовательно:

$$l_{4np} = l_{40} = 15,5 \text{ см.}$$

Приведенная длина колена определена по формуле Тимошенко<sup>1</sup>:

$$l_{5np} = 2b_1 + a \frac{c_1}{c_1'} + 2r \frac{c_1}{B_3}; \quad 2b_1 = 2b + 0,9h,$$

где:  $a$  — действительная длина шейки кривошипа;  
 $2b$  — действительная длина цапфы кривошипа;  
 $2b_1$  — эквивалентная длина цапфы кривошипа;  
 $h$  — толщина щеки кривошипа;  
 $c_1$  — жесткость кручения главной шейки;  
 $c_1'$  — жесткость кручения цапфы кривошипа;  
 $r$  — радиус кривошипа;  
 $B_3$  — жесткость щеки кривошипа при изгибе.

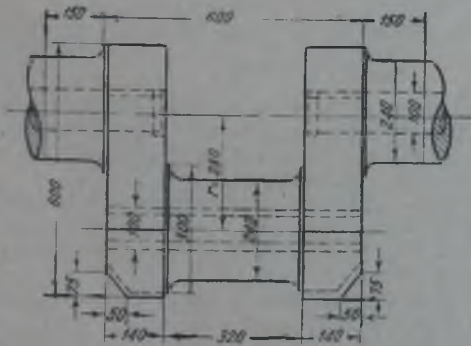


Рис. 150.

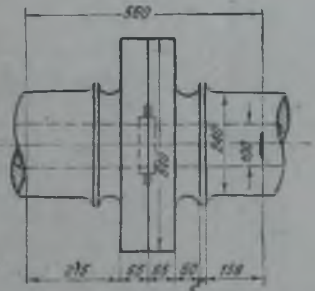


Рис. 151.

Для рассматриваемого вала имеется (рис. 150):  $a = 32$  см,  $2b_1 = 2b + 0,9h = 30 + 12,6 = 42,6$  см;  $c_1 = c_1' = GI_p = 8,3 \cdot 10^5 \cdot 3,159 \cdot 10^4 = 2,62 \cdot 10^{10}$  кг/см<sup>2</sup>;  $r = 28$  см;  $B_3 = EI_x = 2,1 \cdot 10^6 \cdot \frac{14 \cdot 42^3}{12} = 1,815 \cdot 10^{11}$ .

Таким образом:

$$l_{5np} = 42,6 + 32 = 2 \cdot 28 \cdot \frac{2,62 \cdot 10^{10}}{1,815 \cdot 10^{11}} = 82,45 \text{ см.}$$

Для определения приведенной длины шестого участка, — соединительной муфты, — сначала вычисляется полярный момент инерции:

<sup>1</sup> См. „Теория колебаний в инженерном деле“, стр. 157.

сечения фланцев, диаметр которых больше приведенного диаметра вала (рис. 151):

$$I_p = \frac{\pi(51^4 - 10^4)}{32} = 6,64 \cdot 10^5 \text{ см}^4.$$

Буртики и галтели приняты одного диаметра с шейкой вала. Тогда приведенная длина муфты будет равна:

$$l_{с\text{нр}} = 2 \cdot 21,5 + \frac{2 \cdot 6,5 \cdot 3,159 \cdot 10^4}{6,64 \cdot 10^4} = 43,62 \text{ см.}$$

Приведенная длина седьмого участка равна приведенной длине четвертого, восьмого — длине третьего и девятого — длине второго:

$$l_{7\text{нр}} = l_{4\text{нр}} = 15,5 \text{ см.}$$

$$l_{8\text{нр}} = l_{3\text{нр}} = 3,18 \text{ см.}$$

$$l_{9\text{нр}} = l_{2\text{нр}} = 30 \text{ см.}$$

Буртики на концах вала отнесены ко второму, четвертому и соответственно седьмому и девятому участкам, что ввиду их незначительной ширины (5 и 15 мм) вполне допустимо.

Длина приведенного вала до маховика:

$$L_{1\text{нр}} = l_{1\text{нр}} + l_{2\text{нр}} + l_{3\text{нр}} + l_{4\text{нр}} + l_{5\text{нр}} + l_{6\text{нр}} + l_{7\text{нр}} + l_{8\text{нр}} + l_{9\text{нр}} = 677,48 \text{ см.}$$

Из полученной длины надо вычесть 20 мм ввиду того, что крайние шейки коленчатого вала имеют размер на 10 мм меньше, чем промежуточные, что нами ранее не учитывалось.

Таким образом, приведенная длина вала до маховика:

$$L_{1\text{нр}} = 677,48 \text{ см.}$$

Участком вала в месте насадки маховика можно пренебречь ввиду того, что приведенная длина этого участка будет чрезвычайно мала вследствие большого значения полярного момента инерции маховика.

Далее подсчитана приведенная длина гребного вала. Для этого гребной вал разбит на участки по чертежу (рис. 152). Участкам с одинаковыми диаметрами присвоены одинаковые номера.

Участок десятый — действительная длина 1585 мм, диаметр 170 мм.

$$I_p = \frac{\pi 17^4}{32} = 8,2 \cdot 10^3 \text{ см}^4;$$

$$l_{10\text{нр}} = 158,5 \cdot \frac{3,159 \cdot 10^4}{8,2 \cdot 10^3} = 610 \text{ см.}$$

Два одинадцатых участка, общей длиной в 1850 мм и диаметром 150 мм:

$$I_p = \frac{\pi 15^4}{32} = 4970 \text{ см}^4.$$

$$l_{11\text{нр}} = 185 \cdot \frac{3,159 \cdot 10^4}{4970} = 1175 \text{ см.}$$

Приведенная длина муфты диаметром в 198 мм:

$$I_p = \frac{\pi 19,8^4}{32} = 14732 \text{ см}^4;$$

рис. 152.



$$l_{11np} = \frac{10 \cdot 3,159 \cdot 10^4}{14732} = 21,5 \text{ см.}$$

Приведенная длина всех пяти муфт будет:

$$5l_{12np} = 107,5 \text{ см.}$$

Девять тринадцатых участков длиной каждый в 550 мм и диаметром 135 мм:

$$I_p = \frac{\pi \cdot 13,5^4}{32} = 3260 \text{ см}^4;$$

$$9l_{13np} = 9 \cdot 55 \cdot \frac{3,159 \cdot 10^4}{3260} = 4860 \text{ см.}$$

Четырнадцатый участок общей длиной в 15 590 мм и диаметром 130 мм:

$$I_p = \frac{\pi \cdot 13^4}{32} = 2804 \text{ см}^4;$$

$$l_{14np} = 1559 \cdot \frac{3,159 \cdot 10^4}{2804} = 17 550 \text{ см.}$$

Пятнадцатый участок общей длиной в 2700 мм и диаметром 170 мм:

$$l_{15np} = \frac{270 \cdot 3,159 \cdot 10^4}{8,2 \cdot 10^8} = 1040 \text{ см.}$$

Шестнадцатый участок общей длиной в 1650 мм и диаметром 185 мм:

$$I_p = \frac{\pi \cdot 18,5^4}{32} = 11 500 \text{ см}^4;$$

$$l_{16np} = 165 \cdot \frac{3,159 \cdot 10^4}{11500} = 453 \text{ см.}$$

Участок у вента длиной в 950 мм и диаметром 180 мм:

$$I_p = \frac{\pi \cdot 18^4}{32} = 10 320 \text{ см}^4;$$

$$l_{17np} = 95 \cdot \frac{3,159 \cdot 10^4}{10320} = 291 \text{ см.}$$

Полная длина приведенного вала от маховика до вента равна:

$$L_k = l_{14np} + l_{11np} + l_{12np} + l_{13np} + l_{14np} + l_{15np} + l_{16np} + l_{17np} = 26096,5 \text{ см.}$$

Теперь определим редуцированную массу кривошипов, маховика и вента, для чего надо найти их моменты инерции.

При нахождении момента инерции кривошипа приняты следующие обозначения:  $I_{ш}$  — момент инерции щеки относительно оси, проходящей через центр тяжести щеки и параллельной оси вращения вала;  $I_{ц}$  — момент инерции цапфы (шейки) кривошипа;  $m_{ш}$  — масса щеки;  $m_{ц}$  — масса цапфы (шейки).

Тогда момент инерции кривошипа будет равен:

$$I_k = \left[ I_{ш} + m_{ш} \left( \frac{r}{2} \right)^2 \right] + \left[ I_{ц} + m_{ц} r^2 \right] = I'_{ш} + I'_{ц};$$

$$I_{ш} = \frac{1}{12} m_{ш} (h^3 + H^3),$$

где:

$H$  — высота щеки;

$h$  — ширина щеки.

Для рассматриваемого кривошипа (рис. 150) имеется:  $H = 600$  мм,  $h = 420$  мм и  $b = 140$  мм (толщина щеки).

$$I_{щ} = \frac{60 \cdot 42 \cdot 14 (42^3 + 60^3) 0,0078}{12 \cdot 981} = 125 \text{ кгсм сек}^2.$$

$$I'_{щ} = I_{щ} + m \left( \frac{r}{2} \right)^2 = 125 + 0,282 \cdot 14^2 = 180,2 \text{ кгсм сек}^2.$$

Этот момент инерции соответствует щеке в форме прямоугольного параллелепипеда. Так как щека имеет отверстия и срезы, необходимо вычислить их момент инерции и вычесть из ранее полученного результата.

Высверловки в щеке:

$$I'_{с} = -I_{1с} + (I_{2с} + m_{2с} r^2) = \frac{m_{1с} r_1^2}{2} + \left( \frac{m_{2с} r_2^2}{2} + m_{2с} r^2 \right),$$

где:

$r_1 = r_2$  — внутренний радиус высверловки;

$r$  — радиус кривошипа;

$m_{с}$  — масса высверловки.

Для нашего кривошипа (рис. 150) имеем:

$$r_1 = r_2 = 50 \text{ мм}, \quad r = 280 \text{ мм};$$

$$m_{с} = \frac{\pi d^3}{4} b \gamma \frac{1}{g} = 0,00867 \text{ кгсм}^{-1} \text{ сек}^2.$$

$$I'_{с} = m(r_1^2 + r^2) = 0,00867(5^2 + 28^2) = 6,98 \text{ кгсм сек}^2.$$

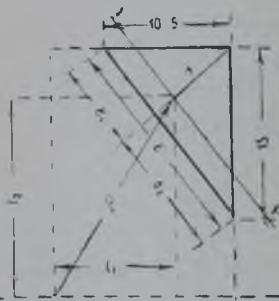


Рис. 153.

Момент инерции боковых срезов (рис. 153) определится по их массе.

По чертежу вычислены значения элементов:  $h = 86$  мм,  $b = 183,5$  мм,  $b_1 = 60$  мм,  $b_2 = 123,5$  мм,  $\rho = 44,5$  см (радиус инерции)

Объем среза:

$$V = \frac{15 \cdot 10,5 \cdot 14}{2} = 1100 \text{ см}^3.$$

Масса среза:

$$m_1 = \frac{1100 \cdot 0,0078}{981} = 0,0088 \text{ кгсм}^{-1} \text{ сек}^2.$$

Момент инерции среза относительно центра тяжести:

$$I'_{ср} = \frac{H\gamma}{g} \left[ \frac{1}{36} b h^3 + \frac{1}{2} (b_1^3 + b_2^3) \cdot h + \frac{1}{18} b h (b_2 - b_1)^2 \right] = 0,1915 \text{ кгсм сек}^2.$$

Момент инерции одного среза относительно оси вала:

$$I_{ср} = 0,1915 + 0,0088 \cdot 44,5^2 = 17,61 \text{ кгсм сек}^2.$$

Момент инерции двух срезов:

$$2I_{ср} = 35,22 \text{ кгсм сек}^2.$$

Момент инерции третьего среза, если считать его за трехгранную призму и пренебречь моментами инерции усеченных призм, так как вес отбрасываемых призм — всего 0,226 кг, определяется следующим образом:

$$\text{tg } \alpha = \frac{5}{7,5} = 0,6675;$$

$$\alpha = 33^\circ 41' \text{ (рис. 154).}$$

$$h = 7,5 \sin 33^\circ 41' = 7,5 \cdot 0,55 = 4,15 \text{ см; } \frac{1}{3} h = 1,48 \text{ см; } b_1 = 5 \sin 33^\circ 41' = 2,77 \text{ см; } b_2 = 7,5 \cos 33^\circ 41' = 7,5 \cdot 0,832 = 6,25 \text{ см;}$$

$$b = b_1 + b_2 = 9,02 \text{ см;}$$

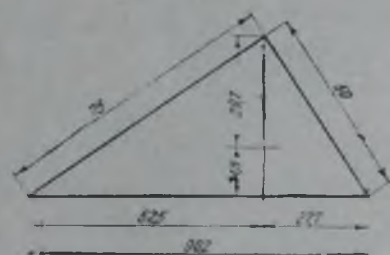
$$\rho = 41,1 \text{ см.}$$

Момент инерции относительно центра тяжести:

$$I'_{cx} = \frac{H_1}{g} \left[ \frac{1}{36} b h^3 + \frac{1}{12} (b_1^3 + b_2^3) \cdot h - \frac{1}{18} b h (b_2 - b_1)^2 \right] = 0,01415 \text{ кгсм сек}^2.$$

Момент инерции относительно оси вала:

$$I_{cx} = 0,01415 + \frac{7,5 \cdot 5 \cdot 21 \cdot 0,0078}{2 \cdot 981} \times \\ \times 41,5^2 = 5,41 \text{ кгсм сек}^2.$$



Действительный момент инерции щеки будет равен:

$$I_{щ} = 180,2 - 6,98 - 35,22 - 5,41 = 132,59 \text{ кгсм сек}^2.$$

Момент инерции двух щек:

$$2I_{щ} = 2 \cdot 132,59 = 265,18 \text{ кгсм сек}^2.$$

Момент инерции шейки кривошипа относительно центра тяжести определяется по формуле:

$$I'_u = \frac{1}{2} m_u (r_1^2 + r_2^2) = \frac{\pi d_1}{2g} (r_1^2 - r_2^2)(r_1^2 + r_2^2).$$

$$I'_u = \frac{1 \cdot 3,14 \cdot 32 \cdot 0,0078 \cdot 119 \cdot 169}{2 \cdot 981} = 8,00 \text{ кгсм сек}^2.$$

Момент инерции шейки относительно оси вала будет:

$$I_u = 8,00 + 0,095 \cdot 28^2 = 82,41 \text{ кгсм сек}^2.$$

Таким образом, момент инерции одного кривошипа равен:

$$I_{kp} = 2I_{щ} + I_u = 347,62 \text{ кгсм сек}^2.$$

Далее определяется величина редуцированной массы комплекта одного кривошипа, отнесенная к радиусу кривошипа ( $r = 280$  мм):

$$m_r = \frac{I_{kp} + (m_1 + 0,506 m_2) r^2}{r^2}; \\ m_r = \frac{347,62 + 0,530 \cdot 28^2}{28^2} = 0,973 \text{ кгсм}^{-1} \text{ сек}^2.$$

Момент инерции комплекта масс, соответствующих одному кривошипу, будет:

$$I_{к1} = 0,973 \cdot 28^2 = 765 \text{ кгсм сек}^2.$$

Момент инерции масс шести кривошипов:

$$6I_{к1} = 4590 \text{ кгсм сек}^2.$$



Момент инерции маховика согласно его размерам (рис. 155):

$$I_m = 9787 \text{ кгсм сек}^2.$$

Момент инерции гребного винта определен методом Дымова:

$$I_o = 1210 \text{ кгсм сек}^2.$$

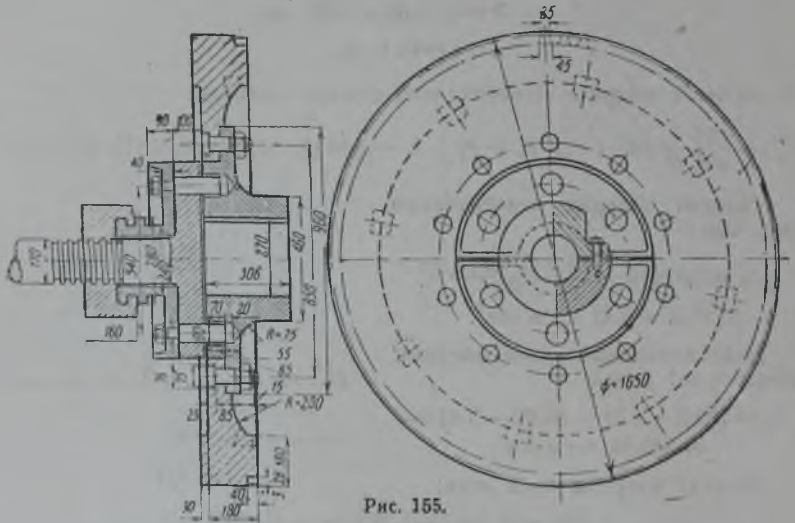


Рис. 155.

Учитывая воздействие воды на винт, полученный момент инерции должны увеличить на 25%:

$$I_o = 1,25 \cdot 1210 = 1512 \text{ кгсм сек}^2.$$

На основании вычисленных приведенных длин участков вала и моментов инерции всех масс составлена схема приведенного вала с расположенными на нем массами (рис. 156).

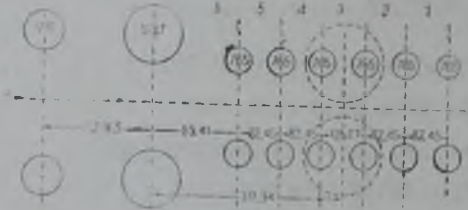


Рис. 156.

Из схемы, приведенной на рис. 156, видно, что система состоит из восьми масс: шести кривошипов, маховика и винта. Эта система приведена к трем массам, состоящим из массы шести кривошипов, маховика и винта. Такое упрощение

позволяет легко определить приближенное число собственных колебаний.

В дальнейшем найдено более точное число собственных колебаний по таблицам Толле.

## 2. Определение частоты и форма собственных колебаний приведенного вала

Для определения собственных колебаний системы, состоящей из трех масс, можно воспользоваться формулой Рота:

$$h_c = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{G I_p}{2 l_1 l_m}} \cdot \sqrt{\frac{I_k + I_m}{I_k} + \frac{I_m + I_o}{I_o}} \cdot \frac{l}{I_m} + \sqrt{\left( \frac{I_k + I_m}{I_m} - \frac{I_m + I_o}{I_o} \cdot \frac{l_1}{l_2} \right)^2 + \frac{4 l_1}{l_2}}$$

в которой в соответствии с рис. 155 обозначены:

$l_1$  — расстояние между плоскостью симметрии расположения цилиндров и маховиком;

$l$  — расстояние между маховиком и винтом;

$h_c$  — число собственных колебаний в минуту;

$$h_c = \frac{30}{3,14} \cdot \sqrt{\frac{830000 \cdot 3 \cdot 159 \cdot 10^4}{2 \cdot 317,34 \cdot 9787}} \times \\ \times \sqrt{\frac{4590 + 9787}{4590} - \left(\frac{9787 + 1512}{1512}\right) \cdot \frac{317,34}{26096,5} + \sqrt{\left[\frac{4590 + 9787}{4590} - \right.} \\ \left. - \left(\frac{9787 + 1512}{1512}\right) \cdot \frac{317,34}{26096,5}\right]^2 + \frac{4 \cdot 317,34}{26096,5}} = 1550 \text{ колебаний в минуту.}$$

Если отбросить влияние винта и привести систему к двум массам, то число собственных колебаний можно определить по формуле:

$$h_c = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{GI_0(I_N + I_M)}{I_N \cdot I_M \cdot l}}$$

В рассматриваемом примере:

$$h_c = \frac{30}{3,14} \sqrt{\frac{830000 \cdot 3 \cdot 159 \cdot 10^4 (4590 + 9787)}{4590 \cdot 9787 \cdot 317,34}} = 1558 \text{ колебаний в минуту.}$$

Таким образом, число свободных колебаний винта без учета инерционной массы винта больше на восемь колебаний в минуту, что дает возможность отбросить массу винта и вести расчет на две массы: маховика и шести кривошипов.

Угловая частота при двух массах равна:

$$\omega = \frac{\pi}{30} \cdot 1553 = 163 \text{ сек}^{-1}.$$

Для определения истинного числа свободных колебаний система колечного вала разбита на семь масс. По таблицам Толле путем подбора определяется значение угловой частоты  $\omega$ , при котором остаточный упругий момент равен нулю<sup>1</sup> или представляет весьма малую величину.

В нашем случае точное значение угловой частоты получается равным:

$$\omega = 173,95 \text{ сек}^{-1}.$$

Для определения угловых амплитуд произведен расчет переднего конца двигателя при амплитуде переднего конца вала, принятом, по общепринятому правилу, равной одному радиану,  $\alpha = 1$ .

В дальнейшем приняты следующие обозначения:

$\alpha$  — угловые амплитуды в радианах;

$f$  — податливость отдельных участков вала;

$I$  — момент инерции масс;

$\omega$  — угловая частота.

Под термином „податливость вала“ понимается величина, обратная жесткости  $C$ . Значения податливости для всех участков вала определяются по формуле:

$$f = \frac{1}{c} = \frac{I_{np}}{GI_p} \text{ кг}^{-1} / \text{см}^{-1}.$$

Податливость первого участка вала (рис. 155) равна:

$$f_1 = \frac{82,45}{830000 \cdot 3 \cdot 159 \cdot 10^4} = 31,446 \cdot 10^{-10}.$$

<sup>1</sup> См. Урванцев. Критические числа оборотов в дизельных установках.

Податливость второго участка равна податливости первого:

$$f_2 = f_1 = 31,446 \cdot 10^{-10}.$$

Податливость третьего участка:

$$f_3 = \frac{126,07}{830000 \cdot 3,159 \cdot 10^4} = 48,083 \cdot 10^{-10}.$$

Податливость четвертого и пятого участков равна податливости первого:

$$f_4 = f_5 = f_1 = 31,446 \cdot 10^{-10}.$$

Податливость шестого участка равна:

$$f_6 = \frac{89,41}{830000 \cdot 3,159 \cdot 10^4} = 34,101 \cdot 10^{-10}.$$

Применяя уравнение, позволяющее по предыдущим амплитудам находить последующие, можно найти амплитуды второй, третьей, четвертой, пятой, шестой и седьмой масс.

Амплитуда второй массы:

$$\alpha_2 = \alpha_1 - \omega^2 f_1 I_1 \alpha_1 = 1 - 30259 \cdot 31,446 \cdot 765 \cdot 1 = 1 - 0,07279 = 0,92721.$$

Амплитуда третьей массы:

$$\alpha_3 = \alpha_2 - \omega^2 f_2 (I_1 \alpha_1 + I_2 \alpha_2) = 0,92721 - 30257 \cdot 31,446 \cdot 10^{-10} \times \\ \times (765 \cdot 1 + 765 \cdot 0,92721) = 0,92721 - 0,14029 = 0,78692.$$

Таблица 13

Результаты подсчета на упругие колебания вала теплохода „Карл Либкнехт“ при  $\omega^2 = 30257$

№ участка	Массы		Податливость кг <sup>-1</sup> /см <sup>-1</sup>	Амплитуда в радианах	$\omega^2 I$ кгсм	Упругий момент в кгсм
	№	кгсм <sup>-1</sup> сек <sup>2</sup>				
0-1	—	—	—	—	—	—
—	1	765	—	1,00000	23 148 000	23 148 000
1-2	—	—	31,446 · 10 <sup>-10</sup>	—	—	23 148 000
—	2	765	—	0,92721	23 148 000	21 462 000
2-3	—	—	31,446 · 10 <sup>-10</sup>	—	—	44 610 000
—	3	765	—	0,78692	23 148 000	18 215 000
3-4	—	—	48,083 · 10 <sup>-10</sup>	—	—	62 825 000
—	4	765	—	0,48484	23 148 000	11 223 000
4-5	—	—	31,446 · 10 <sup>-10</sup>	—	—	74 048 000
—	5	765	—	0,25200	23 148 000	5 833 300
5-6	—	—	31,446 · 10 <sup>-10</sup>	—	—	79 881 300
—	6	765	—	0,00081	23 148 000	18 750
—	—	—	34,101 · 10 <sup>-10</sup>	—	—	+79 900 050
—	7	765	—	-0,27165	296 140 300	-80 447 000
Остаточный упругий момент равен						- 546 960

Амплитуда четвертой массы:

$$\alpha_4 = \alpha_3 - \omega^2 f_3 (I_1 \alpha_1 + I_2 \alpha_2 + I_3 \alpha_3) = 0,78692 - 0,30208 = 0,48484.$$

Амплитуда пятой массы:

$$\alpha_5 = \alpha_4 - \omega^2 f_4 \sum_{n=1}^{n=4} I_n \alpha_n = 0,48484 - 0,23284 = 0,25200.$$

Амплитуда шестой массы:

$$\alpha_6 = \alpha_5 - \omega^2 f_5 \sum_{n=1}^{n=5} I_n \alpha_n = 0,25200 - 0,25119 = 0,00081.$$

Амплитуда седьмой массы:

$$\alpha_7 = \alpha_6 - \omega^2 f_6 \sum_{n=1}^{n=6} I_n \alpha_n = 0,00081 - 0,27246 = -0,27165.$$

Результаты подсчета на упругие колебания сведены в таблицу 13, из которой видно, что для принятой нами угловой частоты  $\omega = 173,95$  получается небольшой остаточный упругий момент, равный  $-546,950$ . При более точном значении  $\omega$  можно было получить еще меньшее значение остаточного упругого момента, для чего пришлось бы для  $\omega$  дать значение с точностью до тысячной, что не имеет практического значения.

Форма колебаний вала представлена на рис. 157. Из чертежа видно, что узел колебаний находится между последним кривошипом и маховиком.

Определение частоты колебаний произведено только для одноузловой формы колебаний, которая является основной, без учета многоузловых форм колебаний.

Принимая угловую частоту колебаний вала  $\omega = 173,95$ , находим соответствующее ей число собственных колебаний вала в минуту:

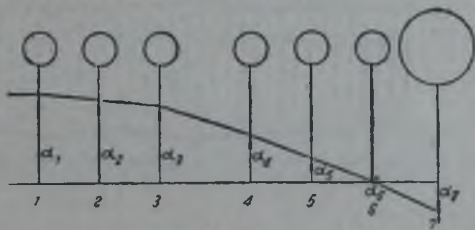


Рис. 157.

$$h_c = \frac{30}{\pi} \cdot \omega = 1661.$$

По этому числу собственных колебаний и определяется добавочное напряжение в материале вала от крутильных вибраций.

### 3. Определение амплитуд силовых гармоник от тангенциальных усилий

Крутильные вибрации коленчатого вала вызываются действием периодически изменяющихся тангенциальных усилий. Периодическими усилиями, действующими на вал, являются усилия от инерции масс кривошипно-шатунного механизма и от сил давления газов.

Усилия в цилиндрах обычно даются в виде индикаторных диаграмм, а гармонические параметры периодической функции этих усилий находятся по способу Циперера.

При помощи индикаторной диаграммы двигателя теплохода «Карл Либкнехт» построены диаграммы тангенциальных усилий (рис. 158). Значения амплитуд силовых гармоник тангенциальных усилий определяются приведенными ниже выражениями  $a_k$  и  $b_k$ , представля-

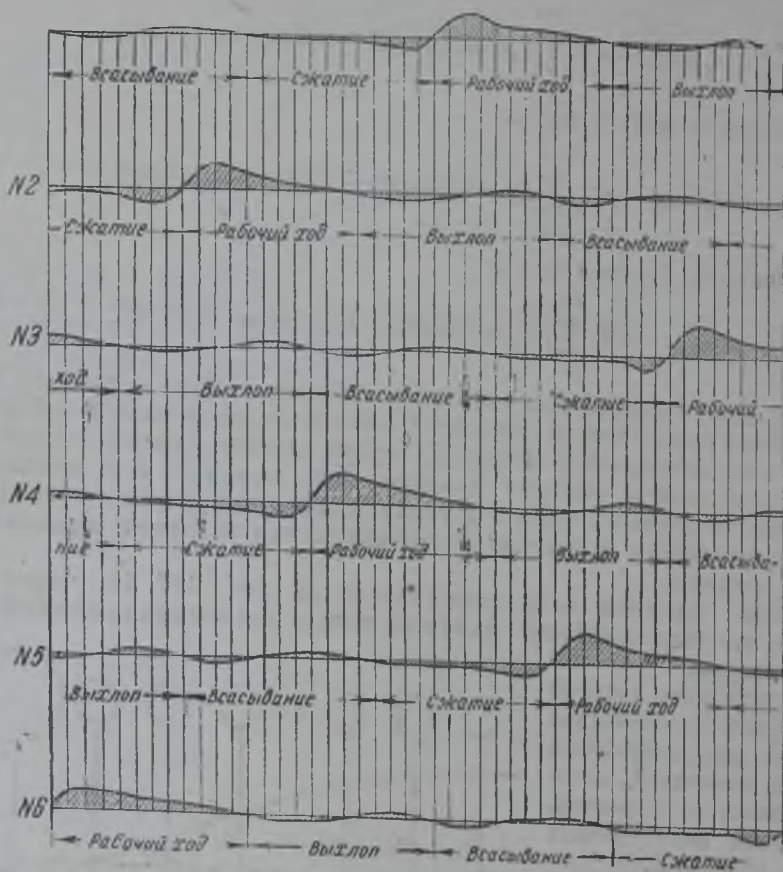


Рис. 158.

ющими собою коэффициенты разложения функции в ряд Фурье:

$$a_k = \frac{1}{\pi} \int_{-\pi}^{+\pi} f(\varphi) \cdot \cos k\varphi d\varphi = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} f(\varphi) \cdot \cos \left( k \frac{1}{2} \varphi \right) d\varphi = \\ = \frac{1}{m} \sum f(\varphi) \cdot \cos \left( k \frac{1}{2} v\varphi \right);$$

$$b_k = \frac{1}{\pi} \int_{-\pi}^{+\pi} f(\varphi) \cdot \sin k\varphi d\varphi = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} f(\varphi) \cdot \sin \left( k \frac{1}{2} \varphi \right) d\varphi = \\ = \frac{1}{m} \sum f(\varphi) \cdot \sin \left( k \frac{1}{2} v\varphi \right).$$

Здесь  $k$  — порядок силовой гармоники,  $v$  — номер деления кривой,  $m$  — число делений кривой на участке  $\pi$ .

Величину амплитуды силовой гармоники находят как геометрическую сумму коэффициентов  $a_k$  и  $b_k$ :

$$A_k = \sqrt{a_k^2 + b_k^2}.$$

Сдвиг фаз силовых гармоник определяется по формуле:

$$\operatorname{tg} \varphi_k = \frac{a_k}{b_k}$$

или

$$\varphi_k = \operatorname{arc} \operatorname{tg} \frac{a_k}{b_k}.$$

Разделив кривую тангенциальных усилий на 48 частей (рис. 158), можно получить следующие формулы для определения коэффициентов силовых гармоник:

$$a_k = \frac{1}{12} \sum f(\varphi) \cdot \cos \frac{k}{2} \varphi \cdot 15^\circ;$$

$$b_k = \frac{1}{12} \sum f(\varphi) \cdot \sin \frac{k}{2} \varphi \cdot 15^\circ.$$

Развернув данные формулы для каждой силовой гармоники, выявляют значение амплитуд. Для первой силовой гармоники формулы в развернутом виде будут следующие:

$$a_1 = \frac{1}{12} \left[ y_1 \cdot \cos \frac{1}{2} 15^\circ + y_2 \cdot \cos \frac{2}{2} 15^\circ + y_3 \cdot \cos \frac{3}{2} 15^\circ + \dots + y_{48} \cdot \cos \frac{45}{2} 15^\circ \right];$$

$$b_1 = \frac{1}{12} \left[ y_1 \cdot \sin \frac{1}{2} 15^\circ + y_2 \cdot \sin \frac{2}{2} 15^\circ + y_3 \cdot \sin \frac{3}{2} 15^\circ + \dots + y_{48} \cdot \sin \frac{48}{2} 15^\circ \right],$$

где  $y_1, y_2, y_3, \dots$  — значения ординат силовой гармоники.

Вычисленные значения амплитуд гармоник для третьего цилиндра левого двигателя теплохода «Карл Либкнехт» приведены в следующей таблице:

$K$	$1/2$	1	$1 1/2$	3	$4 1/2$	6	$7 1/2$	9
$A_k$	2,6187	3,2921	3,1790	1,0333	0,5928	0,2570	0,1230	0,0850

Амплитуда свободных колебаний упругого вала непостоянна: затухая, она постепенно уменьшается. Причина постепенного затухания ее объясняется внутренним трением молекул материала вала и внешними силами трения.

#### 4. Определение критического числа оборотов и добавочных напряжений

Каждая установка имеет большое число критических чисел оборотов, что обуславливается большим количеством элементарных гармонических моментов и разнообразием форм свободных колебаний. Однако из критических чисел оборотов практически имеют значение только те, которые вызывают большие напряжения.

Для определения напряжений пользуются методом проф. Льюиса. Работа, затрачиваемая за один цикл, зависит от максимального напряжения:

$$A_g' = k S_{max}^2 = k S_{max}^{2 \frac{1}{2}} \text{ кгсм},$$

где:

$A'_g$  — работа упругого гистерезиса;  
 $k$  — коэффициент пропорциональности;

$S_{max}$  — максимальное напряжение.

Эта формула составлена на основании опытов Роветта.

Для цилиндрического полого вала длиной  $L$  работа упругого гистерезиса за один цикл в кгсм:

$$A'_g = 67 \cdot 10^{-10} S_{max}^2 \frac{1}{3} (1 - \rho^4)^{\frac{1}{3}} r^3 L;$$

$$\rho = \frac{r_0}{r},$$

где:

$r$  — внешний радиус;

$r_0$  — внутренний радиус;

$$S_{max} = \tau_{max}.$$

Напряжение определяется по формуле:

$$\tau_{max} = \frac{M}{W_p} = \frac{M}{\frac{\pi}{16} d^3 (1 - \rho^4)},$$

где  $M$  обозначает амплитуду крутящего момента, действующего в данном участке вала.

Данное значение  $\tau_{max}$  подставляется в выражение  $A'_g$ :

$$A'_g = 67 \cdot 10^{-10} \cdot \frac{M^2 \frac{1}{3} (1 - \rho^4)^{\frac{1}{3}} d^3 L}{\left(\frac{\pi}{16}\right)^2 \frac{1}{3} d^7 (1 - \rho^4)^2 \frac{1}{3} 4} = 750 \cdot 10^{-10} \cdot M^2 \frac{1}{3} \frac{L}{d^6} f(\rho),$$

где:

$$f(\rho) = \frac{1 - \rho^4 \frac{1}{3}}{(1 - \rho^4)^2 \frac{1}{3}} = \frac{1 - 0,166 \frac{1}{3}}{(1 - 0,4166^4)^2 \frac{1}{3}} = 1,0503.$$

Подставляя числовое значение  $f(\rho)$  в выражение  $A'_g$ , легко получить:

$$A'_g = (750 \cdot 10^{-10} \cdot M^2 \frac{1}{3} \frac{L}{d^6} \cdot 1,0503) \text{ кгсм.}$$

Для того чтобы определить работу гистерезиса вала, необходимо определить работу гистерезиса для каждого участка вала, длиной  $l_{инп}$ . Сумма работ гистерезиса участков вала дает работу гистерезиса всего вала. Результаты подсчета сведены в таблицу 14.

Таблица 14

Результаты подсчетов работы упругого гистерезиса

Участки вала	1-2	2-3	3-4	4-5	5-6	6-7	1-7
Работа упругого гистерезиса в кгсм . . .	120 800	580 000	1 900 000	1 893 000	2 260 000	2 404 000	9 157 800

Работа гистерезиса от угловой амплитуды математически может быть выражена формулой:

$$\sum A_g' = k' \alpha_1^2 \frac{3}{2},$$

где:

$k'$  — коэффициент пропорциональности,

$\alpha_1$  — амплитуда первой массы.

Работа гармонических моментов, действующих на все кривошипы вала, может быть определена по формуле:

$$\sum A_i = \pi M_n R \alpha_1,$$

где:

$M_n = F_n \frac{\pi d^3}{4} r$  — амплитуда гармонического момента;

$R$  — фактор гармонического момента;

$\alpha_1$  — амплитуда колебаний переднего конца вала двигателя;

$F_n$  — амплитуда силовой гармоники, полученная из разложения тангенциальной кривой (см. рис. 159), амплитуды гармонических колебаний, найденных по методу Фишера — Хепнена).

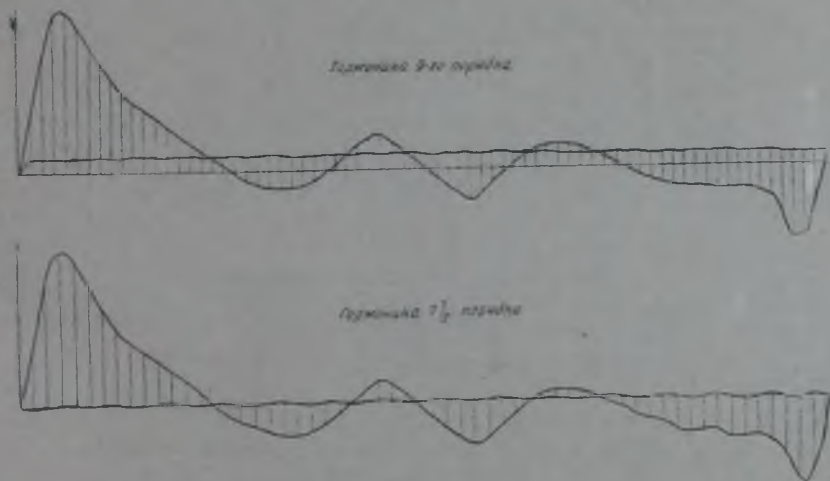


Рис. 159.

На основании теории Льюиса по определению напряжений при крутильных вибрациях принимаются следующие допущения:

1) когда гармонический момент того или иного порядка входит в резонанс с одним из свободных колебаний вала, то вызываемые им колебания становятся настолько большими, что можно пренебречь действием остальных гармонических моментов;

2) форма колебаний гармонического момента совпадает с формой свободного колебания вала.

При указанных допущениях Льюиса работа гармонического момента приравнивается работе гистерезиса, и из данного уравнения определяется амплитуда  $\alpha_1$ :

$$\alpha_1 = \left( \frac{\pi M_n R}{k'} \right)^{\frac{1}{2}} = \left( \frac{\pi^2 D^3 r}{4k'} \right)^{\frac{1}{2}} (F_n \cdot R)^{\frac{1}{2}},$$



где:

$D$  — диаметр цилиндра;  
 $r$  — радиус кривошипа;

$$k' = \frac{\sum A'_g}{\frac{1}{2} \frac{1}{3}} = \sum A'_g = 9\,157\,800 \text{ кгсм (отнесен к одному радиану).}$$

$R$  — вектор, определяемый графически и равный геометрической сумме векторов, величина каждого из которых равна  $\frac{\alpha_i}{\alpha_1}$ ; здесь

$\alpha_i$  — амплитуда кривошипа;  $\alpha_1$  — амплитуда переднего конца вала.

Направление вектора определяется углом  $v\varphi_i$ , где:  $v$  — порядок гармонического момента;  $\varphi_i$  — угол кривошипа  $i$  по отношению к первому кривошипу, определяемый чередованием вспышек.

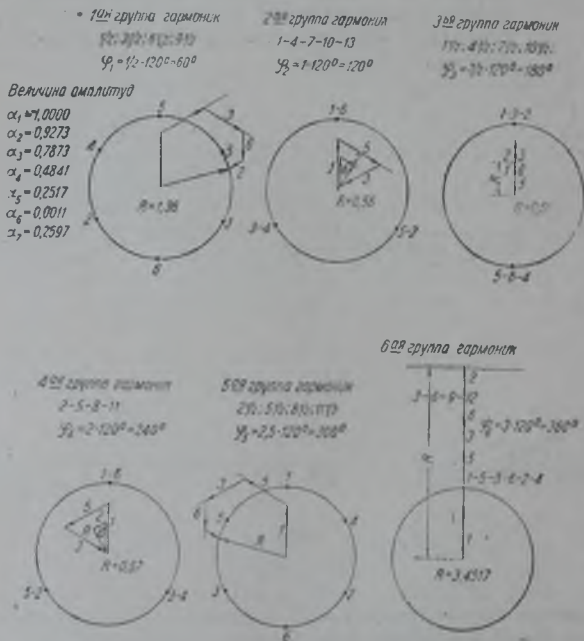


Рис. 160.

Величина  $R$  определяется графическим способом для различных гармоник. В рассматриваемом примере для шестицилиндрового четырехтактного двигателя наибольшее значение  $R$  получится при гармониках порядка  $1^{1/2}$ ,  $4^{1/2}$ ,  $7^{1/2}$  и  $10^{1/2}$ , с углом между векторами, равным:  $\varphi_3 = 3/2 \cdot 120^\circ = 180^\circ$ , и гармониках порядка 3, 6, 9, 13, 15, 18 и 21 для угла между векторами  $\alpha_6 = 3 \cdot 120^\circ = 360^\circ$  (рис. 160).

При указанных значениях углов, как видно из рис. 160, величина  $R$  является наибольшей.

Резонирующее напряжение определяется по формуле:

$$\tau_{рез} = \left( \frac{S_{max}}{a_{1max}} \right) \alpha_1.$$

Результаты вычислений резонирующих напряжений приведены в таблице 15.

Таблица 15

Резонирующие напряжения

Порядок колебаний	1 <sup>1/2</sup>	3	4 <sup>1/2</sup>	6	7 <sup>1/2</sup>	9	10 <sup>1/2</sup>	12
Гармонический коэффициент по данным Льюиса . . . . .	2,520	1,720	0,800	0,380	0,158	0,080	0,045	0,025
Геометрическая сумма векторов равна R по построению .	0,61	3,45	0,61	3,45	0,61	3,45	0,61	3,45
Резонирующее напряжение в кг/см <sup>2</sup> . . . . .	1672	4408	689	1444	196	438	79	188
Соответствующее число оборотов двигателя в минуту .	1107	553	369	277	221	185	158	139

Из анализа величин резонирующих напряжений видно, что хотя 1<sup>1/2</sup>-я, 3-я, 4<sup>1/2</sup>-я и 6-я гармоники вызывают при резонансе большие добавочные напряжения, однако практически они совершенно не опасны для рассматриваемого двигателя ввиду того, что двигателю при таких оборотах не придется работать. Опасной для нашего случая резонирующей гармоникой является 7<sup>1/2</sup>-я и особенно 9-я гармоника, которая, резонируя при 185 об/мин. двигателя, вызывает дополнительные напряжения в 438 кг/см<sup>2</sup>, поэтому работы двигателя при 185 оборотах следует избегать. Расчет показывает, что, изменяя число оборотов двигателя с 185, мы ставим его в более благоприятные условия работы.

## Глава VI

### НАПРЯЖЕНИЯ В МАТЕРИАЛЕ ПАРОВОДНЫХ ВАЛОВ ПРИ УДАРАХ

#### 1. Дополнительные напряжения от ударов гребных колес

При ударах гребного колеса о льдины или другие плавающие предметы в коленчатом валу паровой машины возникают дополнительные напряжения. Последние, складываясь с напряжениями, возникающими при работе в нормальных условиях, повышают общее напряженное состояние материала, создавая в той или иной степени угрозу прочности вала. Особо тяжелые удары могут явиться непосредственной причиной поломки вала; однако гораздо чаще удар лишь усугубляет дефекты, обусловленные иными факторами, главным образом, местными температурными перенапряжениями, вызванными насадкой патронов, дисков или буртиков в горячем состоянии.

Приводимый ниже метод определения напряжений носит приближенный характер и дается лишь для ориентировочной оценки удельного веса удара в общей совокупности причин аварийности пароводных валов.

По теореме Карно кинетическая энергия, теряемая при ударе, равна  $\frac{1-K}{1+K}$  доли кинетической энергии, соответствующей потерян-ным скоростям. При ударе упругих тел  $K=1$ ;  $\frac{1-K}{1+K} = 0$ , т. е. абсо-лютно упругий удар не сопровождается потерей энергии.

В данном случае правильнее рассматривать тела, считая их неупру-гими, имея в виду, что работа деформаций деталей колеса по сравнению с энергией вращающегося колеса чрезвычайно мала, поэтому можно принять  $K=0$ , что соответствует максимуму потери энергии.

В соответствии с этим можно написать уравнение:

$$T_1 - T_2 = T,$$

где:

$T_1$  — начальный запас кинетической энергии гребного колеса;

$$T_1 = \frac{I\omega_1^2}{2};$$

$T_2$  — кинетическая энергия после удара колеса;

$T$  — энергия, потерянная при ударе.

Удар вызовет мгновенное изменение угловой скорости вращения. Если через  $\omega_2$  обозначить угловую скорость системы после удара (причем  $\omega_2 < \omega_1$ ), то кинетическая энергия системы после удара  $T_2$  выразится формулой:

$$T_2 = T_2' + T_2'' = \frac{I \cdot \omega_2^2}{2} + \frac{P}{2g} \cdot r^2 \cdot \omega_2^2 \cdot \sin^2 \varphi,$$

где, как это видно из рис. 161,  $\varphi = \arccos \left( 1 - \frac{h}{r} \right)$ , где, в свою очередь,  $h$  — величина осадки колеса.

Кинетическая энергия, соответствующая потерян-ным скоростям, будет:

$$T = \frac{I}{2} (\omega_1 - \omega_2)^2 + \frac{P}{2g} r^2 \omega_2^2 \cdot \sin^2 \varphi.$$

Рис. 161.

После подстановки найденных значе-ний  $T$ ,  $T_1$  и  $T_2$  первоначальное уравнение примет вид:

$$\frac{I}{2} (\omega_1^2 - \omega_2^2) - \frac{P}{2g} r^2 \omega_2^2 \cdot \sin^2 \varphi = \frac{I}{2} (\omega_1 - \omega_2)^2 + \frac{P}{2g} r^2 \omega_2^2 \cdot \sin^2 \varphi.$$

Заметив  $I = \frac{G}{g} \rho^2$  и сделав простые преобразования, легко получить:

$$\omega_2 = \frac{G\rho^2}{G\rho^2 + Pr^2 \sin^2 \varphi} \cdot \omega_1 = \frac{1}{1 + \frac{Pr^2 \sin^2 \varphi}{G\rho^2}} \cdot \omega_1.$$

С этой скоростью начнется движение точек плавающего предмета, непосредственно прилегающих к месту удара. Величина же потерянной скорости определится в виде:

$$\omega' = \omega_1 - \omega_2 = \frac{1}{1 + \frac{Pr^2 \sin^2 \varphi}{G\rho^2}} \cdot \omega_1.$$

Ниже проанализированы величины напряжений, получающихся в ва-лах пароходов при ударе, для чего в качестве примера определено на-пряжение в коленчатом валу парохода «Сталинец» при ударе плицы гребного колеса о плавающую льдину.

Приняты следующие условия:

а) машина работает на нормальную мощность;

б) плица ударяется о лед всем ребром;

в) размер льдины  $3 \times 4 \times 0,25$  м и  $\gamma = 0,89$ ;

г) число оборотов вала парохода в минуту  $n = 24$ , откуда угловая

скорость  $\omega_1 = \frac{24\pi}{30} = 2,5 \text{ сек}^{-1}$ ;

д) момент инерции колеса  $I = 122\,871 \text{ кгсм сек}^2$  (вычисление момента инерции колеса см. ниже);

е) приведенная длина валопровода  $L_n = 1120$  см;

ж) диаметр вала  $d = 280$  мм;

з)  $\varphi = \arccos \left( 1 - \frac{h}{r} \right) = 60^\circ$ ;  $\rho = 230$  см.

Величина потерянной угловой скорости равна:

$$\omega_1 - \omega_2 = \frac{1}{1 + \frac{I}{\rho^2 \sin^2 \varphi}} \omega_1 = \frac{2,5}{1 + \frac{122871 \cdot 981}{300 \cdot 400 \cdot 25 \cdot 0,89 \cdot 230 \cdot 230 \cdot 0,75}} = \frac{2,5}{1 + 1,12} = 1,18 \text{ сек}^{-1}.$$

Напряжение в материале вала, подвергающегося деформации скручивания, определено в предположении, что кинетическая энергия, соответствующая потерянной угловой скорости, перешла в потенциальную энергию кручения вала.

Для определения крутящего момента на основании сказанного выше может быть написано равенство:

$$\frac{M_t^2 I_n}{2 I_p G} = \frac{1}{2} \left( I + \frac{L_n}{3} I_0' \right) (\omega_1 - \omega_2)^2,$$

где:

$$I_0' = \frac{\gamma}{g} \cdot \frac{\pi d^4}{32} = 0,48 \text{ кгсек}^2,$$

$I_p$  — полярный момент инерции скручиваемого вала, равный  $60\,200 \text{ см}^4$ ;

$$M_t = (\omega_1 - \omega_2) \sqrt{\frac{\left( I + \frac{L_n}{3} I_0' \right) I_p \cdot G}{L_n}} =$$

$$= 1,18 \sqrt{\frac{\left( 122\,871 + \frac{1120}{3} \cdot 0,48 \right) 800\,000 \cdot 60\,200}{1120}} = 2\,450\,000 \text{ кгсм}.$$

Максимальные касательные напряжения:

$$\tau_{max} = \frac{M_t d}{2 I_p} = \frac{2\,450\,000 \cdot 98}{2 \cdot 60\,200} = 570 \text{ кг/см}^2.$$

Далее мы рассмотрим случай полной потери скорости одним из колес от удара, считая, что другое колесо продолжает вращаться по инерции. Для этого случая определена примерная величина напряжений в материале вала парохода «Близнец» мощностью в 1000 и. л. с.

Пусть диаметр вала  $d = 320$  мм, длина валопровода — 2200 см, момент инерции колеса  $I_0 = 568\,900 \text{ кгсм сек}^2$  (порядок подсчета см. ниже); число оборотов  $n = 26$  об/мин.

$$\text{Угловая скорость } \omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{3,14 \cdot 26}{30} = 2,73 \text{ сек}^{-1}.$$

Величина максимальных касательных напряжений при мгновенной остановке колеса будет равна:

$$\tau_{max} = \sqrt{\frac{8I_0 G \omega^2}{\pi L d^3}} = \sqrt{\frac{8 \cdot 568900 \cdot 800000 \cdot 2,73 \cdot 2,73}{3,14 \cdot 2200 \cdot 32 \cdot 32}} = 1920 \text{ кг/см}^2.$$

При работе машины с вдвое меньшим числом оборотов, что должно соблюдаться во время ледохода, величина максимальных касательных напряжений при мгновенной остановке будет также вдвое меньше, т. е. 960 кг/см<sup>2</sup>.

Это очевидно из выражения  $\tau_{max}$ . Если угловую скорость  $\omega$  вынести из-под радикала, то станет ясным, что максимальные касательные напряжения в материале вала прямо пропорциональны потерянной угловой скорости:

$$\tau_{max} = \omega \sqrt{\frac{8I_0 G}{\pi L d^3}}.$$

В качестве примера определена величина касательных напряжений от удара в материале вала парохода „Красный шахтер“ ( $N = 1200$  л. с.,  $n = 30$  об/мин).

Диаметр вала установлен по типовой расчетной формуле:

$$d = \sqrt[3]{\frac{71620 N}{0,2 R_{kp} n}} = \sqrt[3]{\frac{71620 \cdot 1200}{0,2 \cdot 300 \cdot 30}} = 35 \text{ см.}$$

Момент инерции колеса  $I_0 = 439\,400$  кгсм сек<sup>2</sup> (вычисление см. ниже).

Длина валопровода  $L = 2500$  см.

Угловая скорость  $\omega = \frac{\pi n}{30} = 3,14$  сек<sup>-1</sup>.

При работе на полный ход и мгновенной остановке машины величина максимальных напряжений при ударе будет равна:

$$\tau_{max} = \sqrt{\frac{8I_0 G \omega^2}{\pi L d^3}} = \sqrt{\frac{8 \cdot 439400 \cdot 800000 \cdot 3,14 \cdot 3,14}{3,14 \cdot 2500 \cdot 35 \cdot 35}} = 1695 \text{ кг/см}^2.$$

При работе на половинном числе оборотов при мгновенной полной остановке машины в связи с ударом величина напряжений будет также вдвое меньше, т. е.:

$$\tau_{max} = 850 \text{ кг/см}^2.$$

Анализируя формулу напряжений при ударе колес о льдины, подводные предметы и берега, не трудно заключить, что величина напряжений при ударе зависит от потери угловой скорости вращения колеса и от момента инерции гребного колеса, в свою очередь зависящего как от веса, так и от конструкции колеса.

## 2. Определение момента инерции гребного колеса без паружного обода

Расчет момента инерции колеса без наружного обода произведен на примере парохода «Сталинец» (850 и. л. с.).

Момент инерции колеса относительно оси вращения складывается из: 1) момента инерции внутренних ободьев ( $I_1$ ); 2) момента инерции плит ( $I_2$ ); 3) момента инерции втулки патрона ( $I_3$ ); 4) момента инерции плит с валиками ( $I_4$ ); 5) момента инерции консолей ( $I_5$ ); 6) момента инерции укрепляющих тяг ( $I_6$ ).

Момент инерции ободьев:

$$I_1 = \frac{2\gamma F}{g} \int_0^{2\pi} dx = \frac{4\pi\gamma Fr^3}{K} = \frac{4 \cdot \pi \cdot 7,8 \cdot 12,5 \cdot 2,2 \cdot 138,3^3}{981} = 7\,320\,000 \text{ кгсм сек}^2.$$

Момент инерции плиц. Утолщение плицы в месте соединения ее с ободом учтено в предположении, что плица продолжена до оси обода (рис. 162).

$$I_3 = \frac{k\gamma F}{g} 2 \int_0^{\frac{r-r_1}{\cos \beta}} (r_1 + x \cdot \cos \beta)^2 dx = \frac{k\gamma F}{g} \cdot 2 \left[ r_1^2 x + 2r_1 \cdot \cos \beta \frac{x^2}{2} + \cos^2 \beta \frac{x^3}{3} \right]_0^{\frac{r-r_1}{\cos \beta}} = \frac{2 \cdot 9 \cdot 7,8 \cdot 14 \cdot 2,2}{981 \cdot 0,866} \left[ 21^2 \cdot 117,8 + 21 \cdot 117,8^2 + \frac{117,8^3}{3} \right] = \frac{2 \cdot 9 \cdot 7,8 \cdot 14 \cdot 2,2 \cdot 895000}{981 \cdot 0,866} = 4560000 \text{ кгсм сек}^2.$$



Рис. 162.

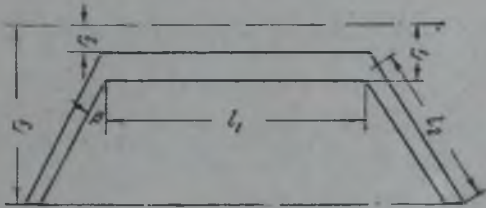


Рис. 163.

Момент инерции втулки (рис. 163) складывается:

а) из момента инерции собственно втулки:

$$I_3' = \frac{\gamma l \pi}{2g} (r_1^4 - r_2^4) = \frac{7,8 \cdot 85 \cdot \pi}{981 \cdot 2} (20,5^4 - 15^4) = \frac{7,8 \cdot 85 \cdot 126000 \pi}{981 \cdot 2} = 133500 \text{ кгсм сек}^2;$$

б) из момента инерции соединительных планок:

$$I_3'' = \frac{k\gamma F_2 \cdot 2}{g \cdot \cos \beta} \left[ r_1^2 (r_3 - r_1) + r_1 (r_3 - r_1)^2 + \frac{1}{3} (r_3 - r_1)^3 \right];$$

$$I_3''' = \frac{9 \cdot 7,8 \cdot 2,5 \cdot 19 \cdot 2}{981 \cdot 0,866} (20,5^3 + 20,5^3 + \frac{1}{3} 20,5^3) = \frac{2 \cdot 9 \cdot 7,8 \cdot 2,5 \cdot 19 \cdot 20000}{981 \cdot 0,866} = 157200 \text{ кгсм сек}^2.$$

Следовательно:

$$I_3 = 133500 + 157200 = 290700 \text{ кгсм сек}^2.$$

Момент инерции плиц с валиками складывается:

а) из момента инерции непосредственно плиц  $I_4'$ :

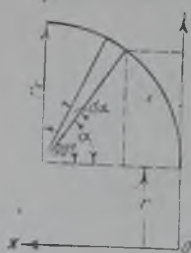
$$I_4' = \frac{k\gamma F_1 l}{g} R^2 = \frac{9 \cdot 7,8 \cdot 10 \cdot 81 \cdot 350 \cdot 197^2}{981} = 8080000 \text{ кгсм сек}^2;$$

б) из момента инерции валиков:

$$I_4'' = \frac{k\gamma n l_4 d^4}{32g} + \frac{k\gamma n l_4 d^2}{4g} R^2 = \frac{k\gamma n d l_4}{4g} \left[ \frac{d^2}{8} + R^2 \right] = \frac{9 \cdot 7,8 \cdot 5,5^2 \cdot 239 \cdot 38 \cdot 800}{981 \cdot 4} = 1570000 \text{ кгсм сек}^2.$$

$$I_4 = 9650000 \text{ кгсм сек}^2.$$

Момент инерции кронштейна (консоли). Укрепляющий стержень учитывается в предположении, что кронштейн начинается от оси обода и имеет дугу, несколько более длинную по сравнению с истинными ее размерами (рис. 164).



$$I_x = \frac{2k\gamma F_3}{g} \int_0^{\frac{\pi}{2}} r_5 (r + r_5 \cdot \sin \alpha)^2 d\alpha = \frac{2k\gamma F_3 r_5}{g} \int_0^{\frac{\pi}{2}} (r^2 + 2r \cdot r_5 \cdot \sin \alpha + r_5^2 \sin^2 \alpha) d\alpha = \frac{2k\gamma F_3 r_5}{g} \left[ r^2 \alpha - 2r r_5 \cdot \cos \alpha + \frac{r_5^2}{2} - \frac{r_5^2}{4} \cdot \sin 2\alpha \right]_0^{\frac{\pi}{2}} = \frac{2k\gamma F_3 r_5}{g} \left( r^2 \frac{\pi}{2} + 2r r_5 + \frac{r_5^2 \pi}{4} \right);$$

Рис. 164.

$$I_y = \frac{2k\gamma F_3}{g} \int_0^{\frac{\pi}{2}} r_5 (r_5 - r_5 \cdot \cos \alpha)^2 d\alpha = \frac{2k\gamma F_3 r_5^3}{g} \int_0^{\frac{\pi}{2}} (1 - \cos \alpha)^2 d\alpha = \frac{2k\gamma F_3 r_5^3}{g} \left[ \alpha - 2 \sin \alpha + \frac{\alpha}{2} + \frac{1}{4} \sin 2\alpha \right]_0^{\frac{\pi}{2}} = \frac{2k\gamma F_3 r_5^3}{g} \left( \frac{\pi}{2} - 2 + \frac{\pi}{4} \right);$$

$$I_z = I_x + I_y = \frac{2k\gamma F_3 r_5}{g} \left[ \frac{r^2 \pi}{2} + 2r r_5 + \frac{r_5^2 \pi}{4} + 0,36 r_5^2 \right] = \frac{57 \cdot 2 \cdot 9 \cdot 7,8 \cdot 14 \cdot 2,5}{981} \times \times [30 \cdot 200 + 15 \cdot 800 + 2560 + 1170] = 14\,200\,000 \text{ кгсм сек}^2.$$

Момент инерции укрепляющих тяг. Массу тяги принимаем сосредоточенной в месте соединения ее с парной тягой.

$$I_6 = \frac{2kQ}{g} r_1^2 = \frac{2 \cdot 9 \cdot 13,3 \cdot 7950}{981} = 1940 \text{ кгсм сек}^2.$$

Этой величиной можно пренебречь.

Полный момент инерции колеса относительно оси вращения будет равен:

$$I_0 = I_1 + I_2 + I_3 + I_4 + I_5 = 7\,320\,000 + 4\,560\,000 + 290\,700 + + 96\,500\,000 + 14\,200\,000 = 122\,871\,000 \text{ кгсм сек}^2.$$

Определение момента инерции гребного колеса парохода „Близнец“ (в 1000 и. л. с.).

1. Момент инерции наружного обода:

$$I_1' = \frac{1}{g} F_1 2\pi R \cdot R^2 = \frac{2\gamma F_1}{g} \pi R^3; \quad I_1 = \frac{3\gamma F_1}{g} 2\pi R^3 = \frac{3 \cdot 7,8 \cdot 2\pi \cdot 22,5 \cdot 291^3}{981} = = 86\,700\,000 \text{ гсм сек}^2 = 86\,700 \text{ кгсм сек}^2.$$

2. Момент инерции внутреннего обода:

$$I_2' = \frac{\gamma F_2}{g} 2\pi r^3; \\ I_2 = \frac{\gamma F_2 6\pi r^3}{g} = \frac{6 \cdot 7,8\pi \cdot 22,5 \cdot 192^3}{981} = 23\,900 \text{ кгсм сек}^2.$$

3. Момент инерции внутренних спиц:

$$I_3' = \frac{\gamma F_3}{g \cos^2 \frac{\beta}{2}} \int_0^r x^2 dx = \frac{\gamma F_3 r^3}{3g \cos^2 \frac{\beta}{2}};$$

$$I_3 = 20 \frac{\gamma F_3 r^3}{3g \cos \beta} + 10 \frac{\gamma F_3 r^3}{g} = \frac{20 \cdot 7,8 \cdot 33 \cdot 192^3}{3 \cdot 981 \cdot 0,8 \times 6} + \frac{10 \cdot 7,8 \cdot 33 \cdot 192^3}{3 \cdot 981} = 14\,300 + 6200 = 20\,500 \text{ кгсм сек}^2.$$

4. Момент инерции „наружных“ спиц:

$$I_4' = \frac{\gamma F_4}{g} \int_r^R (r+x)^2 dx = \frac{\gamma F_4}{g} \int_r^R (r^2 + 2rx + x^2) dx = \frac{\gamma F_4}{g} \left[ r^2 x + r x^2 + \frac{x^3}{3} \right]_r^R = \frac{\gamma F_4}{g} \left( r^2 R + r R^2 + \frac{R^3}{3} - r^3 - r^3 - \frac{r^3}{3} \right) = \frac{\gamma F_4}{g} \left( R \cdot r^2 + r R^2 - \frac{7}{3} r^3 + \frac{R^3}{3} \right).$$

$$I_4 = \frac{30 \gamma F_4}{g} \left( r^2 R + r R^2 - \frac{7}{3} r^3 + \frac{R^3}{3} \right) = \frac{30 \cdot 7,8 \cdot 33}{981} \cdot (192^2 \cdot 295 + 192 \cdot 295^2 - \frac{7 \cdot 192^3}{3} + \frac{295^3}{3}) = 154\,800 \text{ кгсм сек}^2.$$

5. Момент инерции массы плиц:

$$I_5' = \frac{\gamma F_5 l_1}{g} R_1^2;$$

$$I_5 = \frac{10 \gamma F_5 l_1}{g} R_1^2 = \frac{10 \cdot 0,8 \cdot 76,2 \cdot 13,2 \cdot 396 \cdot 295^2}{981} = 283\,000 \text{ кгсм сек}^2.$$

Момент инерции всего колеса:

$$I = I_1 + I_2 + I_3 + I_4 + I_5 = 86\,700 + 23\,900 + 20\,500 + 154\,800 + 283\,000 = 568\,900 \text{ кгсм сек}^2.$$

Момент инерции массы гребного колеса с наружным ободом (для парохода „Красный шахтер“ в 120) и. л. с.):

$$I = I_1 + I_2 + I_3 + I_4 + I_5,$$

где:

$I_1$  — момент инерции массы наружных ободьев;

$I_2$  — момент инерции массы внутренних ободьев;

$I_3$  — момент инерции массы спиц;

$I_4$  — момент инерции массы плиц;

$I_5$  — момент инерции массы укрепляющих тяг.

$$I_1 = \frac{4\gamma}{g} 2\pi R_1^3 F_1 = \frac{4 \cdot 7,8 \cdot 2\pi \cdot 11 \cdot 2,5 \cdot 255^3}{981 \cdot 1000} = 91\,500 \text{ кгсм сек}.$$

$$I_2 = \frac{4\gamma}{g} 2\pi R_2^3 F_2 = \frac{4 \cdot 7,8 \cdot 2\pi \cdot 2,3 \cdot 9 \cdot 134^3}{981 \cdot 1000} = 9\,960 \text{ кгсм сек}^2.$$

$$I_3 = (I_3' + I_3'') \cdot 4;$$

$$I_3' = 8 \int_0^{R_1} \frac{\gamma}{g} F_3 x^2 dx = \frac{8\gamma}{g} F_3 \left[ \frac{x^3}{3} \right]_0^{R_1} = \frac{8\gamma}{3g} F_3 R_1^3;$$

$$I_3'' = 8 \int_{R_2}^{R_1} \frac{\gamma}{g} F_4 (\eta + R_2)^2 d\eta = \frac{8\gamma}{g} F_4 \int_{R_2}^{R_1} (\eta^2 + 2R_2 \eta + R_2^2) d\eta =$$

$$= \frac{8\gamma}{g} F_4 \left[ \frac{\eta^3}{3} + R_2 \eta^2 + R_2^2 \eta \right]_{R_2}^{R_1} = \frac{8\gamma}{g} F_4 \left( \frac{R_1^3}{3} + R_2 R_1^2 + R_1^2 R_2 - \frac{R_2^3}{3} - 2R_2^3 \right);$$



$$I_3 = \frac{4 \cdot 87}{g} \left[ F_3 \frac{R_2^3}{3} + F_4 \left( \frac{R_1^3}{3} + R_2 R_1^2 - \frac{7}{3} R_2^3 + R_2^2 R_1 \right) \right] =$$

$$= \frac{8 \cdot 4 \cdot 7 \cdot 8}{1000 \cdot 981} \left[ \frac{17 \cdot 2,5 \cdot 134^3}{3} + 15 \cdot 2,5 \left( \frac{255^3}{3} + 134 \cdot 225^2 - \frac{7 \cdot 134^3}{3} + \right. \right.$$

$$\left. \left. + 134^2 \cdot 255 \right) \right] = 134 \, 500 \text{ кгсм сек}^2.$$

$$I_4 = \frac{16 \cdot 0,8 \cdot 100 \cdot 12 \cdot 340 \cdot 194^3}{981 \cdot 1000} = 201 \, 000 \text{ кгсм сек}^2;$$

$$I_5 = \frac{2 \cdot 8 \cdot 7,8 \cdot 100^2 \cdot 5,5 \cdot 200 \cdot 2 \cdot 0,9}{981 \cdot 1000} = 2500 \text{ кгсм сек}^2.$$

Момент инерции всего колеса:

$$I = 439 \, 460 \text{ кгсм сек}^2.$$

Как видно из приведенных примеров, суммарное значение моментов инерции колеса в значительной степени зависит от момента инерции внешних ободьев (наружного обода).

Величина момента инерции колеса может быть значительно снижена путем изготовления деталей колеса из более доброкачественных материалов, что дает возможность уменьшить вес, а вместе с ним и моменты инерции деталей колеса. Особенно это относится к деталям наружного обода и к спицам, которые, как правило, должны изготавливаться из высококачественной стали.

Сам собой напрашивается и другой вывод — о необходимости особо осторожной эксплуатации пароходов с гребными колесами во льду и на засоренном плесе. Число оборотов колес в этом случае не должно превышать половины нормального числа оборотов машины.

В качестве примера появления больших напряжений, возникших в валах при ударах, может быть приведен случай образования на поверхности бортового вала парохода «Герцён» видимых линий сдвига. Здесь у внутреннего бурта в шейке бортового подшипника по окружности шейки на длине около 15 см с одной стороны и около 5 см с диаметрально противоположной

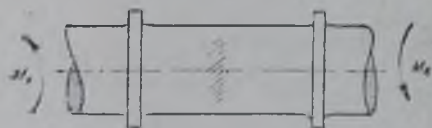


Рис. 165.

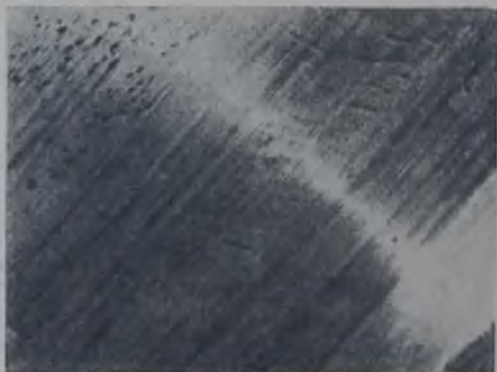


Рис. 166.

стороны видны невооруженным глазом полосы ряби шириной в направлении образующей шейки до 3 см. Гребни волн этой ряби составляют с образующей шейки угол около 20—25°.

Направление гребней указано на схеме рис. 165.

При рассмотрении указанного места под микроскопом с 10-кратным увеличением и с пробой на краску никаких трещин на полоске, где имеется рябь, не обнаружено. Появление такого дефекта на поверхно-

сти шейки может быть объяснено следующим образом. Во время имевшего место в 1938 году столкновения парохода «Герцен» с баржей произошел сильный изгиб указанного вала (вал после изгиба нагревали и правили), и при изгибе возникли большие нормальные напряжения, которые вместе с касательными напряжениями кручения при потере скорости колеса в связи с торможением колеса при ударе обусловили появление в шейке вала сдвигов, указывающих, что в этом месте материал перешел за предел текучести. Около плоскостей с наибольшим сдвигом получилось местное увеличение твердости материала. С течением времени от трения о вкладыш подшипника более мягкая часть материала на поверхности шейки истерлась, образовав ложбину, а более твердая сохранилась в виде гребней, которые и видны на рис. 166.

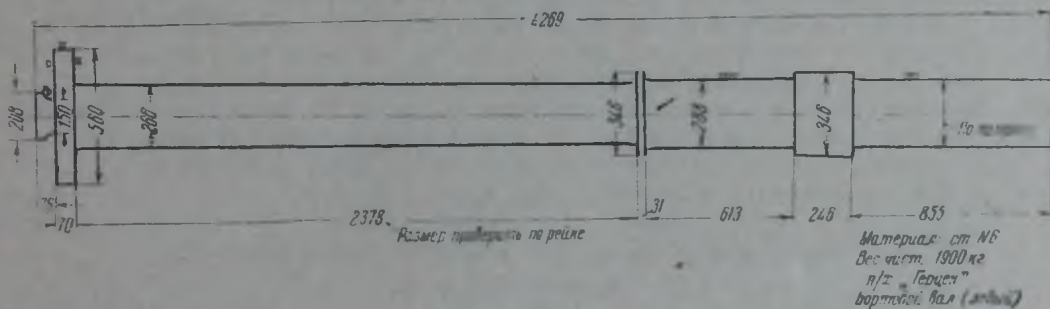


Рис. 167.

Кафедра сопротивления материалов ГИИВТ предложила Нижне-Волжскому пароходству заказать новый вал и иметь его постоянно на судне в запасе, оставив дефектный вал работать в качестве опытного (см. чертеж вала на рис. 167).

## Глава VII

### ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАПРЯЖЕНИЙ В ГРЕБНЫХ ВАЛАХ КОЛЕСНЫХ СУДОВ ПУТЕМ ИЗМЕРЕНИЯ ДЕФОРМАЦИЙ<sup>1</sup>

#### 1. Общие соображения

В существующей практике расчета валов судовых паровых машин на прочность валы рассматриваются как балки, свободно лежащие на опорах и подверженные действию статических нагрузок; при этом расчет сечений валов производится по обычным формулам сопротивления материалов.

Действительные условия работы валов, в отличие от принимаемых при расчете, характеризуются следующим:

1) реакции опор, принимаемые за сосредоточенные силы, являются, по существу, распределенными по длине вкладыша подшипника;

2) опоры вала, покоящиеся на упругом основании, во время работы вала не остаются на своих местах, как предполагается в обычном расчете, а смещаются;

3) в каждом подшипнике имеет место частичное защемление вала, в то время как при обычном расчете вал считается свободно вращающимся на опоре;

<sup>1</sup> Глава составлена Н. С. Фокичевым.

4) обычные формулы расчета на изгиб даны для балок, у которых поперечные размеры весьма малы по сравнению с длиной балки, в то время как диаметр гребного вала представляет собою величину, далеко не исчезающе малую по сравнению с длиной;

5) при обычном расчете нагрузка на вал предполагается статической, а на самом деле имеет место некоторая ее динамичность.

Не отступая от общепринятых формул для подсчета напряжений, интересно найти их величину, пользуясь также общепринятыми формулами деформаций.

Необходимость и целесообразность этого метода определения напряжений заключается в том, что при тех сложных условиях, в которых работает вал судовой машины, правильное решение вопроса о напряжениях возможно только путем измерения очевидных величин, т. е. деформаций: практика может и должна проверить теорию.

Целью настоящей главы является определение напряжений в валах судовых паровых машин по обычным формулам сопротивления материалов, но с учетом деформаций, предварительно найденных из опыта. В дальнейшем, имея напряжение, вычисленное в каком-то сечении обычным порядком, и получив его же новым методом, можно будет ввести в обычные формулы расчета некоторые поправочные коэффициенты, а может быть, изменить и самый метод расчета валов.

## 2. Связь между прогибами и изгибающими моментами в сечениях вала

Изучая нормальные напряжения, которые могут быть вычислены по изгибающим моментам в сечениях вала, необходимо исследовать связь между изгибающими моментами и прогибами некоторой панели вала.

Для примера взят бортовой вал колесного парохода. На рис. 168 представлена схема этого вала с бортовым подшипником  $K$  и рамовым подшипником  $P$ . За опорами (вне панели) вала действуют изгибающие моменты от упора колеса и от давления на кривошип. Доступной для измерения прогибов является часть панели вала между внутренними краями подшипников.

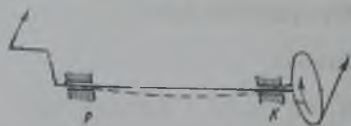


Рис. 168.

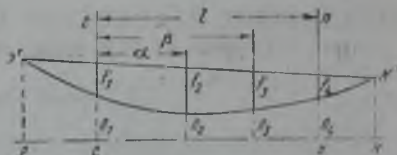


Рис. 169.

На рис. 169 линия  $PK$  изображает начальную ось вала или какую-либо образующую на его поверхности в ненагруженном состоянии.

При нагружении вала вышеуказанными опорными моментами последние вследствие упругости опор переместятся в точки  $p$  и  $K$  и, кроме того, вал изогнется.

Отрезки  $f_1, f_2, f_3$  и  $f_4$  (рис. 169) между линией  $p'K'$  и упругой кривой дадут прогибы вала в соответствующих сечениях, а отрезки  $\pi_1, \pi_2, \pi_3$  и  $\pi_4$  между линией  $pK$  и упругой кривой дадут перемещения точек образующей вала из ее начального положения до положения при изгибе.

Если выделить из вала участок между сечениями  $CC$  и  $nn$  и установить связь между изгибающими моментами в этих сечениях и перемещениями точек образующей вала, получится следующая картина.

На рис. 170 показан участок панели вала между сечениями  $CC$  и  $mm$ . В этих сечениях действуют неизвестные по величине изгибающие моменты  $m_1$  и  $m_4$  и одинаковые срезающие силы  $Q$ , между которыми из условия равновесия этого участка существует связь:

$$Q = \frac{m_1 - m_4}{l}$$

Дифференциальное уравнение упругой кривой в осях  $XU$  представится в следующем виде:

$$B \frac{d^2y}{dx^2} = m_1 - Qx,$$

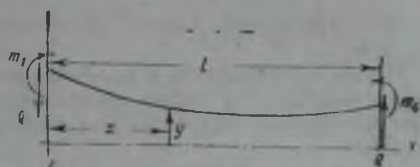


Рис. 170.

где  $B = E\mu$  — жесткость вала на изгиб.

После первого интегрирования уравнение принимает вид:

$$B \frac{dy}{dx} = m_1 x - \frac{Qx^2}{2} + C_1.$$

После второго интегрирования:

$$By = \frac{m_1 x^2}{2} - \frac{Qx^3}{6} + C_1 x + C_2.$$

Постоянные интегрирования  $C_1$  и  $C_2$  определяются из следующих условий (рис. 169):

при  $x=0$   $y = \Pi_1$ ; при  $x=l$   $y = \Pi_4$ .

Здесь  $\Pi_1$  и  $\Pi_4$  — перемещения в крайних сечениях взятого участка.

Из двух уравнений:

$$B\Pi_1 = C_2$$

$$B\Pi_4 = \frac{m_1 l^2}{2} - \frac{Ql^3}{6} + C_1 l + C_2,$$

можно определить  $C_1$ :

$$C_1 = \frac{B(\Pi_4 - \Pi_1)}{l} - \frac{m_1 l}{2} + \frac{Ql^2}{6};$$

$$C_2 = B\Pi_1$$

Таким образом, уравнение упругой кривой  $CP$  представится в следующем виде:

$$By = \frac{m_1 x^2}{2} - \frac{Qx^3}{6} + \frac{B(\Pi_4 - \Pi_1)}{l} x - \frac{m_1 l}{2} x + \frac{Ql^2}{6} x + B\Pi_1.$$

Величины изгибающих моментов  $m_1$  и  $m_4$  из этого уравнения определены быть не могут, так как оно дает связь между четырьмя величинами:  $x$ ,  $y$ ,  $m_1$  и  $m_4$ .

Перемещения  $\Pi_1$  и  $\Pi_4$ , входящие в это уравнение, можно считать известными, так как в дальнейшем они будут определены по показаниям приборов.

Если полученное уравнение применить к некоторой промежуточной точке с абсциссой  $x = a$ , в которой будет иметь место определенное перемещение  $y = \Pi_2$ , то легко получить:

$$B\Pi_2 = \frac{m_1 a^2}{2} - \frac{Qa^3}{6} + \frac{B(\Pi_4 - \Pi_1)}{l} a - \frac{m_1 l}{2} a + \frac{Ql^2}{6} a + B\Pi_1. \quad (1)$$

Этим уравнением установлена связь уже только между неизвестными  $m_1$  и  $m_4$ .

Если применить уравнение упругой кривой к другому промежуточному сечению с абсциссой  $x = \beta$ , в котором  $y = \Pi_3$ , то получим:

$$B\Pi_3 = \frac{m_1\beta^3}{2} - \frac{Q\beta^3}{6} + \frac{B(\Pi_4 - \Pi_1)}{l} \beta - \frac{m_2 l}{2} \beta + \frac{Ql^3}{6} \beta + B\Pi_1. \quad (2)$$

Это уравнение также дает связь между искомыми моментами  $m_1$  и  $m_2$ .

После подстановки в полученные уравнения (1) и (2) выражения  $Q$  через моменты и после отделения членов, содержащих неизвестные, не трудно получить для определения  $m_1$  и  $m_2$  следующие уравнения:

$$(3\alpha^2 l - 2l^2\alpha - \alpha^3) m_1 + (\alpha^3 - l^2\alpha) m_2 = 6Bl(\Pi_2 - \Pi_1) - 6B(\Pi_4 - \Pi_1)\alpha; \quad (3)$$

$$(3\beta^2 l - 2l^2\beta - \beta^3) m_1 + (\beta^3 - l^2\beta) m_2 = 6Bl(\Pi_3 - \Pi_1) - 6B(\Pi_4 - \Pi_1)\beta. \quad (4)$$

Как видно из полученных уравнений, для определения изгибающих моментов в двух сечениях вала необходимо знать перемещения центров тяжести сечения вала в четырех точках, т. е.  $\Pi_1, \Pi_2, \Pi_3$  и  $\Pi_4$ .

### 3. Измерение деформаций

При измерении деформаций работающего вала прежде всего встает вопрос об измерительном приборе.

По простоте обращения для этой цели можно воспользоваться обыкновенным часовым индикатором. Пригодность его с точки зрения достаточной точности измерения может быть показана на следующем примере.

Пусть вал диаметром  $d = 20$  см и длиной  $l = 2$  м работает с напряжением  $\sigma_{max} = 300$  кг/см<sup>2</sup> и подвержен на концах действию изгибающих моментов  $m$ , равных по величине. Какой прогиб нужно ожидать у такого вала?

По известным формулам имеем:

$$f_{max} = \frac{ml^2}{8EI}$$

и

$$m = 0,1 d^3 \sigma_{max}.$$

Отсюда:

$$f_{max} = \frac{\sigma_{max} l^2}{4Ed},$$

а после подстановки числовых значений:

$$f_{max} = \frac{300 \cdot 200^2}{4 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 20} = 0,0715 \text{ см} \approx 0,72 \text{ мм},$$

т. е. стрелка индикатора должна пробежать 72 деления. Как видно, это вполне ощутимая величина.

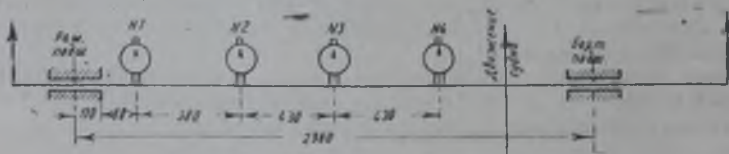


Рис. 171.

Самый метод измерения перемещений  $\Pi_1, \Pi_2, \Pi_3$  и  $\Pi_4$  между линией  $PK$  и упругой кривой вала (рис. 171) заключается в следующем.

Параллельно оси вала к неподвижным опорам (к деталям набора корпуса) укрепляется основание в виде бруска с большой жесткостью на изгиб, на котором крепятся индикаторы. На поверхности вала очерчивается образующая, перемещение точек которой подлежит определению.

Если при положении вала в покое некоторая образующая вала, лежащая в горизонтальной плоскости, проходит через точку  $O$  (рис. 172), то при изгибе вала ее след будет в точке  $O$ .

Отрезок  $OO_1$  и дает перемещение  $\Pi$ , указываемое индикатором, находящимся против этого сечения.

Выбор образующей производится с таким расчетом, чтобы получить наибольшие деформации вала, т. е. ее следует проводить при таком положении кривошипов машины, когда они находятся около мертвых точек, — при давлении впуска на поршни.

На рис. 173 и 174 показаны приспособления, необходимые для постановки опытов по измерению перемещений  $\Pi_1$ ,  $\Pi_2$ ,  $\Pi_3$  и  $\Pi_4$ , а на



Рис. 172.

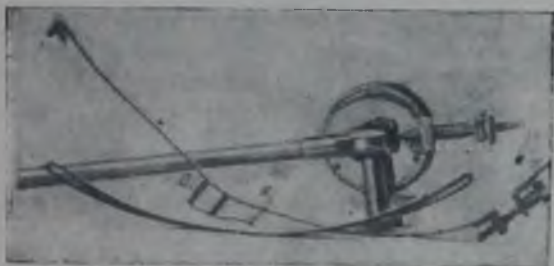


Рис. 173.



Рис. 174.

рис. 175 — приспособления в собранном виде в процессе измерения перемещений.

Против того сечения, в котором желают найти прогиб, на исследуемый вал надевают поясok из тонкой листовой латуни с прикрепленным к нему порошком  $a$ . Поясок показан на рис. 173. Он изготовлен из трех отдельных частей (лент): двух — постоянных размеров по длине и третьей — сменной, что позволяет охватывать пояском валы различных диаметров.

На ленте  $l$  припаян порошок  $a$  в виде рамки, а к рамке припаян язычок  $я$ . Набегание рамки на штифт индикатора во время вращения вала должно происходить со стороны язычка, который служит для предохранения штифта индикатора от грубого задевания за рамку и возможности поломки штифта или рамки. Верхняя грань угла рамки, с которого сбегает штифт, зашлифовывается под площадку небольших размеров, шириной в 0,5—1 мм. Все части пояска скрепляются при помощи крючков и петель на концах лент и стягиваются натяжным винтом  $в$ . Поясок надевается на вал таким образом, чтобы угол рамки  $a$ , с которого сбегает штифт индикатора, находился против образующей вала, пере-



Рис. 175.

мещение точек которой необходимо измерить. Это видно на рис. 175.

На рис. 174 изображен индикатор с смонтированными на нем добавочными деталями. С тыльной стороны корпуса индикатора прикреплено на двух шурупах *e* гайка *c* регулировочного винта *d*. На штифт индикатора насажен хомутик *K*, фиксируемый на штифте шурупом *л*. Хомутик имеет отверстие для свободного скольжения в нем винта *d*, при помощи которого производится подтягивание или ослабление штифта индикатора на необходимую величину.

Техника измерения перемещений точек выбранной образующей вала заключается в следующем:

1) при одном из исследуемых положений кривошипов на валу очерчивается исследуемая образующая;

2) против сечений 1, 2, 3 и 4 (рис. 169 и 171) на вал надевают четыре пояска, как указано выше;

3) на бруске, укрепленном параллельно оси вала, крепятся на стержнях четыре индикатора таким образом, чтобы концы штифтов находились на площадках углов рамок *a*;

4) при опертом на площадку штифте снимают показания индикаторов в покойном положении вала, предварительно отпустив винты *d*;

5) пускают вал в работу и, подвинчивая винты *d*, добиваются такого положения штифтов, при котором происходит едва заметное касание штифта о площадку на выступе пояска, что отмечается небольшим отклонением стрелки индикатора.

Разность показаний стрелки при покойном положении вала и в рабочем его отклонении дает перемещение точки образующей в данном сечении.

На рис. 175 показаны один из индикаторов и поясок на валу в собранном готовом для эксперимента виде.

#### 4. Определение нормальных напряжений в сечениях бортового вала парохода «Новосибирск»

Для исследования напряжений по изложенному выше методу был взят правый бортовой вал буксирного парохода «Новосибирск», рейсирующего на рейде Горьковского порта; в частности была поставлена и решена задача определения нормальных напряжений в сечениях вала при изгибе его в горизонтальной плоскости, вызванном давлением на кривошип и реакцией упора гребного колеса.

Для измерения перемещений *П* были поставлены четыре индикатора, расположенных по длине панели вала вдоль передней его образующей (при ходе вперед), как указано на рис. 175.

Показания индикаторов при вале, находящемся в покое, а также в рабочем состоянии, приведены в следующей таблице:

№ индикаторов	Показания индикаторов (в сотых миллиметра)		
	состояние покоя	вал в работе	значения <i>П</i>
1	4	20	+ 16
2	3	90	- 13
3	45	11	- 34
4	52	16	- 35



Рис. 176.

Для пояснения числовых результатов таблицы на рис. 176 указаны направления движения штифта индикатора и его стрелки при положительных и отрицательных перемещениях точек, лежащих на одной из образующих вала.

На рис. 177 представлена часть упругой кривой панели вала между сечениями *СС* и *пп* в масштабе расстояния по оси вала 1:20 и в масштабе перемещений точек образующей 25:1.

Пользуясь уравнениями (3) и (4) и показаниями индикаторов, можно вычислить изгибающие моменты в крайних сечениях *СС* и *пп* выделенного участка.

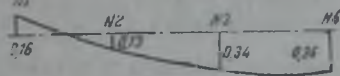


Рис. 177.

Числовые данные для определения коэффициентов в уравнениях:

$$\alpha = 38 \text{ см}, \beta = 81 \text{ см}, l = 124 \text{ см}, \Pi_1 = +0,016 \text{ см}, \Pi_2 = -0,013 \text{ см},$$

$$\Pi_3 = -0,034 \text{ см}, \Pi_4 = -0,036 \text{ см}.$$

Диаметр вала  $d = 15,8 \text{ см}$ .

При  $E = 2 \cdot 10^6 \text{ кг/см}^2$

$$6B = 6El = 12 \cdot 10^6 \cdot 0,05 \cdot 15,8^4 = 375 \cdot 10^8 \text{ кгсм}^2.$$

Значения коэффициентов:

$$3\alpha^2 l - 2l^2 \alpha - \alpha^3 = 3 \cdot 38^2 \cdot 124 - 2 \cdot 124^2 \cdot 38 - 38^3 = 686 \cdot 280 \text{ см}^3;$$

$$\alpha^3 - l^2 \alpha = 38^3 - 124^2 \cdot 38 = -529 \cdot 416 \text{ см}^3;$$

$$3\beta^2 l - 2l^2 \beta - \beta^3 = 3 \cdot 81^2 \cdot 124 - 2 \cdot 124^2 \cdot 81 - 81^3 = -581 \cdot 661 \text{ см}^3;$$

$$\beta^3 - l^2 \beta = 81^3 - 124^2 \cdot 81 = -71 \cdot 015 \text{ см}^3;$$

$$6B[l(\Pi_2 - \Pi_1) - \alpha(\Pi_4 - \Pi_1)] = 375 \cdot 10^8 [124(-0,013 - 0,016) - 38(-0,036 - 0,016)] = -607,5 \cdot 10^8;$$

$$6B[l(\Pi_3 - \Pi_1) - \beta(\Pi_4 - \Pi_1)] = 375 \cdot 10^8 [124(-0,034 - 0,016) - 81(-0,036 - 0,016)] = 745,5 \cdot 10^8.$$

Уравнения для определения изгибающих моментов  $m_1$  и  $m_4$  будут:

$$-686 \cdot 280 m_1 - 529 \cdot 416 m_4 = -607,5 \cdot 10^8;$$

$$-581 \cdot 661 m_1 - 71 \cdot 015 m_4 = -745,5 \cdot 10^8,$$

откуда:

$$m_1 \approx 44 \cdot 000 \text{ кгсм};$$

$$m_4 \approx 56 \cdot 000 \text{ кгсм}.$$

Момент сопротивления сечения вала на изгиб:

$$W = 0,1 \cdot 15,8^3 = 394 \text{ см}^3.$$

Нормальное напряжение при изгибе в горизонтальной плоскости в сечении *пп*:

$$\sigma_n = \frac{56000}{394} = 142 \text{ кг/см}^2.$$

### 5. Подсчет напряжений в сечениях бортового вала парохода «Новосибирск» обычным способом

Для сравнения результатов вычисления напряжений, найденных по деформациям, ниже приведен подсчет их обычным способом при том же положении кривошипов, что и при замере деформаций.



Данные для расчета:

ход поршня . . . . .	912 мм
диаметр цилиндра высокого давления . . . . .	420 мм
диаметр цилиндра низкого давления . . . . .	775 мм
диаметр штока . . . . .	72 мм
длина шатуна . . . . .	1830 мм
диаметр колеса . . . . .	3020 мм
диаметр вала . . . . .	158 мм

Эскизы гребного и среднего валов приведены на рис. 178.

Расположение кривошипов во время измерения деформаций показано на рис. 179, если смотреть на них со стороны правого борта.



Рис. 178.

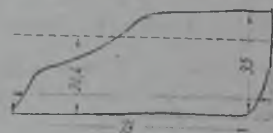


Рис. 180.

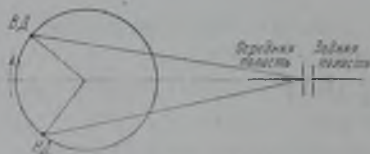


Рис. 179.

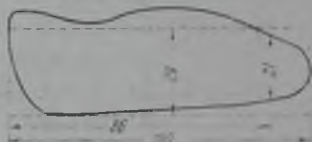


Рис. 181.

Индикаторные диаграммы цилиндров высокого и низкого давлений приведены соответственно на рис. 180 и 181. По этим диаграммам вычислены давления на поршни при указанном на рис. 179 положении кривошипов.

Для цилиндра высокого давления

Площадь диаграммы для работы передней полости  $[a_1' = 2300 \text{ мм}^2$ ;  
среднее индикаторное давление  $q_1' = 5,8 \text{ кг/см}^2$ .

Площадь давления пара на поршень в передней полости:

$$F_1' = \frac{\pi (42^2 - 7,2^2)}{4} = 1340 \text{ см}^2.$$

Среднее давление на поршень в передней полости:

$$P_1' = 5,8 \cdot 1340 = 7770 \text{ кг.}$$

Величина ординаты среднего усилия на поршень при длине хода по диаграмме 87 мм:

$$P_c' = \frac{2300}{87} = 26,4 \text{ мм.}$$

Отклонение поршня от задней мертвой точки по индикаторной диаграмме для  $\alpha = 140^\circ$  и  $\frac{L}{r} = \frac{1830}{466} \approx 4$  получено из таблиц:

$$1,818r = 1,818 \cdot \frac{87}{2} = 79 \text{ мм.}$$

Ордината давления на поршень в этот момент времени равна 35 мм.

Усилие на поршень в этот момент:

$$P_1 = \frac{7770}{26,4} \cdot 35 = 10\,300 \text{ кг.}$$

Для цилиндра низкого давления

Площадь индикаторной диаграммы для задней полости  $a_2'' = 2900 \text{ мм}^2$ . Среднее индикаторное давление  $q_2'' = 1,45 \text{ кг/см}^2$ .

Площадь поршня в задней полости:

$$F_2'' = \frac{\pi \cdot 77,5^2}{4} = 4720 \text{ см}^2.$$

Среднее давление на поршень:

$$P_2'' = 1,45 \cdot 4720 = 6850 \text{ кг.}$$

Величина ординаты среднего усилия по индикаторной диаграмме и при длине хода по диаграмме 100 мм:

$$P_c'' = \frac{2900}{100} = 29 \text{ мм.}$$

Отклонение поршня от передней мертвой точки для  $\alpha = 230^\circ$  найдено по таблицам:

$$1,716r = 1,716 \frac{100}{2} = 86 \text{ мм.}$$

Ордината давления на поршень в этот момент по индикаторной диаграмме равна 21 мм.

Усилие на поршень:

$$P_2 = \frac{6850}{29} \cdot 21 = 4970 \text{ кг.}$$

Крутящий момент, создаваемый цилиндром высокого давления:

$$M_1 = \frac{P_1 r \cdot \sin(\alpha_1 + \beta_1)}{\cos \beta_1} = 10\,300 \cdot 45,6 \cdot 0,518 = 244\,000 \text{ кгсм.}$$

Крутящий момент, создаваемый цилиндром низкого давления:

$$M_2 = \frac{P_2 r \cdot \sin(\alpha_2 + \beta_2)}{\cos \beta_2} = 4970 \cdot 45,6 \cdot 0,641 = 145\,000 \text{ кгсм.}$$

Полный крутящий момент вала при рассматриваемом положении кривошипов:

$$M_{\text{кр}} = 389\,000 \text{ кгсм.}$$

Если считать, что крутящий момент делится поровну между обоими колесами, реакция упора колеса будет равна:

$$P_{\text{к}} = \frac{389000}{2 \cdot \frac{302}{2}} = 1290 \text{ кг.}$$

Из условия равновесия при вращении гребного вала в данный момент времени можно найти силу, действующую на конце кривошипа перпендикулярно последнему:

$$P_p = \frac{P_{\text{к}} r_{\text{к}}}{r} = \frac{1290 \cdot 302}{2 \cdot 45,6} = 4270 \text{ кг.}$$

Составляющая этой силы в горизонтальной плоскости будет равна:

$$4270 \cdot \sin 40^\circ = 4270 \cdot 0,643 = 2750 \text{ кг.}$$

На рис. 182 показана схема нагрузки правого гребного вала в горизонтальной плоскости как простой двухопорной балки.

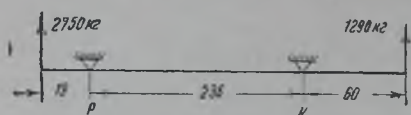


Рис. 182.

Изгибающие моменты на опорах:

$$M_p = 2750 \cdot 19 = 52\,200 \text{ кгсм};$$

$$M_k = 1290 \cdot 60 = 77\,400 \text{ кгсм}.$$

Реакции опор:

$$P = 2640 \text{ кг}, \quad K = 1400 \text{ кг}.$$

Изгибающий момент в сечении *СС*:

$$m_1 = 2750 \cdot 38 - 2640 \cdot 19 = 54\,340 \text{ кгсм},$$

то же в сечении *лл*:

$$m_2 = 2750 \cdot 162 - 2640 \cdot 143 = 68\,000 \text{ кгсм}.$$

Из сравнения результатов вычислений изгибающих моментов по методу измерения деформаций и по обычному способу расчета видно, что изгибающие моменты, а следовательно, и напряжения, найденные по деформациям, меньше аналогичных величин, получаемых путем обычного расчета. В рассматриваемом частном случае действительные изгибающие моменты получились меньше расчетных на 17—18%.

Это увеличение жесткости вала можно объяснить главным образом заземляющим действием подшипников. Таким образом, опоры вала не следует считать свободно поворачивающимися.

Для определения величины полного нормального напряжения в сечениях вала от изгиба в двух плоскостях по методу деформации можно найти напряжения при изгибе вала в вертикальной плоскости, расставив индикаторы против тех же сечений и при том же положении кривошипов, но на образующей в вертикальной плоскости.

Для большей полноты картины ниже приведено вычисление напряжения в вертикальной плоскости. За рамовой опорой бортового вала действует вертикальная составляющая силы, равной 4270 кг и перпендикулярной кривошипу.

Вертикальная составляющая этой силы:

$$4270 \cdot \cos 40^\circ = 3270 \text{ кг}.$$

За бортовой опорой в вертикальной плоскости действует вес колеса, который может быть определен по графику веса гребных колес Волжского пароходства, приведенному на стр. 45 брошюры «Типовые расчеты деталей судовых машин с примерами» Волского и Фокичева:

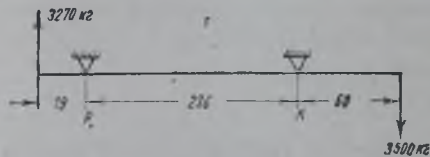


Рис. 183.

$$G_k = 3500 \text{ кг}.$$

Схема усилий, действующих на вал в вертикальной плоскости, приведена на рис. 183.

Вертикальная составляющая реакции на рамовой опоре равна 4430 кг.

Изгибающий момент в четвертом сечении в вертикальной плоскости:

$$M_4 = 3270 \cdot 162 - 4430 \cdot 143 = -105\,000 \text{ кгсм}.$$

Нормальное напряжение в четвертом сечении в вертикальной плоскости:

$$\sigma_\sigma = \frac{105000}{394} = 267 \text{ кг/см}^2.$$

Нормальное напряжение в четвертом сечении в горизонтальной плоскости:

$$\sigma_2 = \frac{68000}{394} = 173 \text{ кг/см}^2.$$

Полное нормальное напряжение в четвертом сечении ( $\sigma$ ):

$$\sigma = \sqrt{267^2 + 173^2} = 317 \text{ кг/см}^2.$$

## Глава VIII

### ИССЛЕДОВАНИЕ МАТЕРИАЛА АВАРИЙНЫХ ДЕТАЛЕЙ

#### 1. Требования, предъявляемые к материалам для изготовления машинных деталей

Во введении было указано, что технические условия на изготовление деталей машин часто обходятся заводами-строителями и качество материала большинства машинных деталей далеко не соответствует техническим нормам.

В лаборатории Горьковского института инженеров водного транспорта за период с 1932 по 1942 год проведено большое число исследований поломанных деталей, причем выяснилось, что как по механическим свойствам, так и по микроструктуре и по химическому составу материал деталей машин часто не удовлетворял тем требованиям, которые к нему предъявлялись.

Ниже приведены данные, характеризующие материалы, употребляемые в судовом машиностроении. Машиностроительная углеродистая сталь обыкновенного качества делится на две группы:

группа А — сталь, поставляемая по механическим свойствам,

группа В — сталь, поставляемая по химическому составу.

Нормы химического состава для сталей приведены в таблице 16.

Таблица 16

Химический состав машиностроительных сталей

№ ГОСТ и ОСТ	Марка стали	Углерод, %	Марганец, %	Кремний в кипящей стали, %	Кремний в спокойной стали, %	Сера, не более %	Фосфор, не более %	Сера+фосфор, не более %	Никель, не более %	Хром, не более %
ГОСТ 380—41	Ос	до 0,23	—	—	—	0,050	0,070			
	МСт.2	0,09—0,15	0,35—0,50	Следы	—	0,055	0,050			
	Ст. 4	0,18—0,27	0,40—0,70	Следы	0,12—0,35	0,055	0,050			
	Ст. 5	0,28—0,37	0,50—0,80	—	0,17—0,35	0,055	0,050			
	Ст. 5 пов.	0,26—0,37	0,5—0,8	0,15	0,3	0,055	0,05			
ОСТ 7123 НКТМ	30	0,25—0,35	0,5—0,8	0,17	0,37	0,045	0,045	0,080	0,30	0,20
	65 Г	0,6—0,7	0,9—1,2	0,17	0,37	0,045	0,040	0,080	0,30	0,20
ОСТ 20006 НКМ	ПК 1	—	—	—	—	0,045	0,045	0,08	—	—

Стали группы А изготавливаются следующих марок: Ст. Ос, МСт. 2, Ст. 4, Ст. 5, Ст. 6.

Гарантируемыми характеристиками механических свойств для группы А являются: а) временное сопротивление разрыву; б) относительное удлинение.

Нормы механических свойств сталей перечисленных выше марок приведены в таблице 17.

Таблица 17

Механические свойства машиностроительных сталей

Марка стали	Временное сопротивление в кг/мм <sup>2</sup>	Относительное удлинение			Предел текучести в кг/мм <sup>2</sup>
		временное сопротивление в кг/мм <sup>2</sup>	в проц. не менее		
			для длинного образца	для короткого образца	
Ст. Ос	32—47	32—47	18	22	19
МСт.2	34—42	34—42	26	31	21
Ст. 4	42—52	42—44	21	25	24
		45—48	20	24	
		49—52	19	23	
Ст. 5	50—62	50—53	17	21	27
		54—57	16	20	
		58—62	15	19	
Ст. 6	60—72	60—63	13	15	30
		64—67	12	14	
		68—72	11	13	
Ст. 5 пов.	50—60		18	22	29
30	48—60			19	26
65 Г	70—90			8	35

Для стали МСт. 2 приведенные нормы механических свойств являются факкультативными (приблизительными) и браковочным признаком не служат. Для сталей, приведенных в таблице 16, химический состав указывается в сертификате, но браковочным признаком не является, за исключением МСт. 2.

При заказе стали Ос для сварных конструкций, по требованию потребителя, кроме предельного содержания серы и фосфора гарантируется также предельное содержание углерода не более 0,23%.

Сталь марки Ос — углеродистая, термической обработке не подвергается. Применяется она для изготовления деталей ответственных, работающих с малой нагрузкой, без трения, например, для площадок, перил, лестниц, поручней, колонок, шайб, шпинтов, рукояток, кнопок, угольников, заклепок листовой стали.

Сталь марки МСт. 2 — углеродистая сталь, цементируемая и свариваемая. После термической обработки сталь обладает высокой поверхностной твердостью и мягкой сердцевиной, идет на изготовление цапф, роликов, поршневых колец, закаливаемых кулачных шайб, ключей и т. п.

Сталь марки Ст. 4 — углеродистая, применяется для изготовления деталей среднеагруженных — болтов, винтов, шпилек, деталей арматуры низкого и высокого давления, болтов маховиков, фундаментных болтов мелкой и средней поковки, стальных вкладышей и т. п.

Сталь марки Ст. 5 — углеродистая, применяется для изготовления деталей, требующих высокой механической прочности при хорошей вязкости, — распределительных и регуляторных валов, штампованных рычагов (пускового, всасывающего и выпускного клапанов), валиков, осей, шпинделей, клапанов, стяжек, клиньев, головок воздушных резервуаров, корпусов топливных насосов и форсунок, головок шатунов, гаек всех размеров и т. п.

Сталь марки Ст. 5 пов. — углеродистая, применяется для изготовле-

**Механические свойства материала аварийных деталей**  
(по данным лабораторных испытаний)

Название судна	Год поломки	Временное сопротивление $R$ кг/мм <sup>2</sup>	Предел пропорц. упр. кг/мм <sup>2</sup>	Относ. удлинение при $t = 10$ t <sub>0</sub>	Сужение сечения $\psi$	Ударная вязкость $\alpha$	Твердость по Виккерсу
<b>Коленчатые валы теплоходов</b>							
„17-й год“ . . . . .	1935	45,2	25,7	25,0	60,9	2,96	
„Держинский“ . . . . .	1935	48,6	19,4	21,5	41,3	1,16	
„Академик Тимирязев“:							
Щека . . . . .	1940	53,7	23,1	30,3	52,3	1,01	161
Шейка . . . . .	1940	48,4	22,0	24,7	59,3	2,23	138
„Краснознаменец“ . . . . .	1939	41,5	21,9	29,3	54,9	15,8	278
„Академик Тимирязев“, вспомогательная машина . . . . .	1938	42,4	20,9	25,0	62,8	10,7	158
„Микоян“, вспомогательная машина . . . . .	1938	56,4	28,8	25,0	53,4	6,15	166
„Красный летчик“ . . . . .	1938	57,1	—	26,6	50,0	2,9	
„Ильич“, вспомогательная машина . . . . .	1939	51,2	26,3	23,0	40,2	8,08	155
<b>Средние валы пароходов</b>							
„Алтай“ . . . . .	1933	54,9	29,2	16,9	31,7	—	
„Сократ“ . . . . .	1934	52,9	24,3	22,3	62,7	8,81	
„Крестьянин“ . . . . .	1938	36,7	22,3	17,0	63,6	3,07	
„20 лет Октября“ . . . . .	1938	49,4	18,6	16,7	25,4	1,7	183
<b>Бортовые валы пароходов</b>							
„Вурт“ . . . . .	1934	70,9	38,8	15,8	48,8	1,16	
„Трудисциплина“ . . . . .	1934	36,3	19,5	22,2	49,8	1,29	
„Алтай“ . . . . .	1934	48,8	—	28,9	51,6	2,95	
„Труд“ . . . . .	1934	52,9	23,4	22,3	49,4	4,41	
„Комбриг Серов“ . . . . .	1934	40,4	17,3	15,3	27,3	2,57	
„Рупфак“ . . . . .	1934	41,1	16,7	22,5	58,1	—	
„Бесплощадный“ . . . . .	1938	54,2	26,7	30,0	48,0	5,96	162
„Сибиряк“ . . . . .	1938	32,1	15,1	26,0	16,2	0,96	
„Крестьянин“ . . . . .	1939	43,8	23,8	14,1	26,0	3,06	
„Стерегуший“ . . . . .	—	49,8	24,2	27,2	—	17,05	
„Петровский“: продольн. попер. . . . .	1939	36,8	15,8	30,0	55,3	0,96	117
попер. . . . .	1939	37,5	15,7	11,3	9,35	1,53	
„Красное Знамя“ . . . . .	1939	56,6	23,9	30,3	52,3	—	
„Полярник Папанин“ . . . . .	1940	60,8	27,4	21,4	49,7	4,78	
„Яхонт“ . . . . .	1940	53,0	—	21,0	39,8	1,25	
„Кузбасс“ . . . . .	1940	59,3	27,3	26,0	55,4	4,83	
„Сталинград“ . . . . .	1940	55,7	22	22,0	49,0	4,81	
„Профинтерн“ . . . . .	1940	52,9	31,0	19,8	—	4,58	
„Чайковский“ . . . . .	1941	51,1	27,7	—	—	10,0	
„Воровский“ . . . . .	1941	57,6	25,5	25,3	51,0	4,9	
„8-е марта“ . . . . .	1941	47,9	20,7	22,0	29,8	1,48	
Земляшина „Волжская 29“ . . . . .	1941	47,7	24,7	28,0	63,4	171	
<b>Головные пальцы</b>							
„Соревнование“ . . . . .	1936	49,8	23,3	22,8	55,0	2,42	
„Лев“ . . . . .	1938	42,5	27,4	27,7	65,9	0,583	169 тело
14/VI . . . . .							181 навар
„Лев“ . . . . .	1938 23/XI	59,0	23,8	31,0	42,9	4,02	179 дольн попер
56,2 . . . . .							2,06
„Сибиряк“ . . . . .	1939	51,4	23,8	29,3	50,1	2,7	168 дольн
22/VI . . . . .							2,06

Название судна	Год поломки	Временное сопротивление, $R$ кг/мм <sup>2</sup>	Предел пропорц. протечи, $\sigma_p$ кг/мм <sup>2</sup>	Относ. удлинение при $t = 10$ $t_{0,10}$	Сужение сечения $\phi$	Ударная вязкость $a$	Твердость по Виккерсу
„Сибиряк“	1939 9/VIII	51,7	22,3	32,0	50,0	8,02	171
„Сибиряк“	1940	40,7 41,8	19,7 20,9	25,0 24,6	54,7 54,7	1,37 1,21	146
„Шверник“	1941	59,6	26,8	23,3	38,7	4,67	
„Кустанай“	1941	45,8	20,9	23,0	46,0	5,65	
Ш а т у н ы							
„Монгол“	1936	30,6	19,2	25,7	75,1	1,84	
„Незасожник“	1934	57,5	27,9	20,3	58,1	—	
„Бебель“	1938	35,4	20,8	33,6	69,0	1,11	
„Софья Перовская“	1940	23,7	18,3	3	6,14	6,33	
„Трамвай № 9“	1941	75,5	31,3	17,2	—	4,45	
„Память Парижской Коммуны“	1940	46,3	20,5	20,0	38,6	4,69	
„Речник“	1941	57,7	27,6	23,3	50,4	1,99	
Ш т о к и							
„Дельфин“	1938	76,7	30,4	11,7	23,4	1,93	
„Красная Сибирь“	1934	32,6	14,2	28,7	69,0	1,16	
„Якубов“	1939	54,2	—	21,5	50,3	9,47	
„Димитров“	1940	55,2	23,7	16,7	23,2	3,98	
„Социалистическая Революция“	1940	61,2	29,9	18,3	—	2,52	
„Азия“	1940	50,1	25,6	32,6	57,2	6,2	
„Кузнец“	1941	52,8	29,3	25,0	55,5	9,87	
П о п е р е ч н и к и							
„Астрахань“	1940	55,0	25,4	22,3	54,2	6,27	
„8-е марта“	1940	74,6	41,5	19,4	51,5	2,95	
„Чарджуй“	1937	55,7	22,3	12,5	27,1	—	
„Шедрин“	1940	33,4	16,7	24,0	36,9	5,15	97,1
„Соревнование“	1941	52,5	38,7	23,0	57,5	1,38	
„Саратов“	1941	66,3	33,0	10,8	—	2,65	
Б о л т ы г о л о в н ы х п о д ш и п н и к о в							
„Энгельс“	1938	39,4	20,8	25,0	—	17,7	
„Крым“	1938	72,4	31,7	—	—	0,917	
„Крым“	1939	48,1	25,6	29,3	60,6	15,2	205
„Краснознаменец“	1939	75,1	35,8	10,7	23,0	2,46	
„Саратов“	1940	48,0	23,7	30,0	52,7	5,72	
„Радист Кренкель“	1940	43,0	24,3	33,3	67,6	4,29	186
К р е й ц к о п ф н ы е б о л т ы							
„Заготовщик“	1939	46,0	34,0	18,0	50,2	6,07	226
„Краснознаменец“	1939	46,4	21,0	29,1	56,0	8,08	
С т я ж н ы е б о л т ы							
„Свет“		34,2 46,1	16,9 21,5	43,3 30,0	71,5 63,5	18,3 7,9	

ния деталей, требующих высокой механической прочности и вязкости, например, для коленчатых валов, стержней шатунов.

Сталь марки Ст. 6 — углеродистая, не цементуемая, применяется для изготовления не закаливаемых кулачных шайб, поршневых колец, шестерен, шпонок, штифтов, установочных винтов, резцедержателей и червяков, стяжек маховиков и т. п.

Сталь марки Ст. 30 — углеродистая, применяется для изготовления ответственных деталей, требующих высокой механической прочности и вязкости, например, для шатунных болтов, шпилек крышек и коренных подшипников и анкерных связей.

## 2. Испытания механических свойств материалов аварийных деталей

Результаты механических испытаний образцов, взятых из аварийных деталей, приведены в таблице 18. Анализируя данные этой таблицы, легко увидеть, что материал аварийных деталей в большинстве случаев не удовлетворяет нормам соответствующих технических условий.

Предварительные испытания материала, из которого должны были изготавливаться коленчатые валы теплоходов (сталь марки Ст. 5 пов.), показали, что величина временного сопротивления растяжению у шести образцов из десяти испытанных была ниже нормы. Предел пропорциональности, который должен быть весьма близким (по величине) к пределу текучести, почти во всех валах оказался ниже нормы.

У половины валов недопустимо низкой оказалась ударная вязкость, что вполне согласуется с данными микроструктурных исследований.

## 3. Микроструктурные исследования материала аварийных деталей

Крупнозернистая с ярко выраженным видманштеттовым строением микроструктура коленчатых валов главных машин теплоходов «17-й год», «Академик Тимирязев» и «Красный летчик» вполне объясняет низкую ударную вязкость материала указанных валов.



Рис. 184. Коленчатый вал машины теплохода «17-й год»:

$\sigma_p = 25,7$  кг/мм<sup>2</sup>;  $\sigma_b = 45,2$  кг/мм<sup>2</sup>;  
 $i = 25,7\%$ ;  $\psi = 60,9\%$ ;  $a = 2,96$  кгм/см<sup>2</sup>.

Рис. 185. Шейка вала двигателя теплохода «Академик Тимирязев»:

$\sigma_p = 22,0$  кг/мм<sup>2</sup>;  $\sigma_b = 48,4$  кг/мм<sup>2</sup>;  
 $i = 20,7\%$ ;  $\psi = 59,3\%$ ;  $a = 1,23$  кгм/см<sup>2</sup>.

Структура вала вспомогательной машины теплохода «Микоян» с нормальной величиной зерна обусловила среднюю величину ударной вязкости.

Игольчатый мартенсит обусловил высокую ударную вязкость материала вала теплохода «Краснознаменец».

На рис. 184—191 приведены фото микроструктуры валов, щек и шеек



теплоходов и пароходов «17-й год», «Академик Тимирязев», «Дзержинский» и др.

Средние валы пароходов также должны быть изготовлены из Ст. 5 пов., но анализ таблицы данных механических испытаний показывает, что по величине временного сопротивления растяжению материал половины валов имеет показатели ниже нормы. Низка здесь у двух валов и величина поперечного сужения.



Рис. 186. Шека вала машины теплохода «Академик Тимирязев»:

$\sigma_p = 23,1$  кг/мм<sup>2</sup>;  $\sigma_b = 53,7$  кг/мм<sup>2</sup>;  
 $i = 25,3\%$ ;  $\psi = 52,3\%$ ;  $a = 1,01$  кгм/см<sup>2</sup>.



Рис. 187. Коленчатый вал машины баркаса «Красный летчик»:

$\sigma_b = 57,1$  кг/мм<sup>2</sup>;  $i = 21,7\%$ ;  
 $\psi = 16,2\%$ ;  $a = 2,9$  кгм/см<sup>2</sup>.

Микроисследования материала коленчатых валов вполне объясняют пониженные величины удлинения и сужения шейки и низкую величину ударной вязкости материала вала парохода «20 лет Октября», имевшего неравномерное зерно, и полностью подтверждают хорошие механические качества вала парохода «Сократ». Результаты микроисследований совпадают с данными механических испытаний парохода «Крестьянин» (рис. 192—195).



Рис. 188. Коленчатый вал двигателя Шкода.

Бортовые валы должны изготавливаться из Ст. 5 с временным сопротивлением в 50—62 кг/мм<sup>2</sup> и с удлинением не менее 19% на укороченном образце.

Из анализа той же таблицы видно, что из двадцати валов у четырех крепость оказалась ниже 40 кг/мм<sup>2</sup>, у семи — ниже 50 кг/мм<sup>2</sup>, а у одного вала крепость была равна 70,9 кг/мм<sup>2</sup>, т. е. неудовлетворительных по величине временного сопротивления растяжению валов оказалось 60%.

У четырех валов из двадцати относительное удлинение оказалось ниже нормы, а у шести валов весьма заниженным оказалось относительное сужение.

Недопустимо низкой у всех валов, за исключением двух, явилась величина ударной вязкости.

Приводимые на рис. 192—224 снимки микроструктуры различных валов, подтверждая данные механических испытаний, указывают на большое разнообразие содержания углерода (см. структуру материала валов пароходов «Труддисциплина» и «Воровский»). Кроме того, обращает на себя внимание разница в размерах зерен, например, размер зерен мате-



Рис. 189. Щека кривошипа двигателя теплохода „Дзержинский“:

$\sigma_p = 19,4$  кг/мм<sup>2</sup>;  $\tau_h = 48,6$  кг/мм<sup>2</sup>;  
 $i = 21,5\%$ ;  $\psi = 41,3\%$ ;  $a = 1,16$  кгм/см<sup>2</sup>.



Рис. 190. Коленчатый вал двигателя парохода „Микоян“:

$\sigma_p = 28,8$  кг/мм<sup>2</sup>;  $\sigma_b = 56,4$  кг/мм<sup>2</sup>;  
 $i = 21\%$ ;  $a = 6,15$  кгм/см<sup>2</sup>.



Рис. 191. Коленчатый вал машины парохода „Краснознаменец“.



Рис. 192. Средний вал парохода „20 лет Октября“:

$\sigma_p = 18,6$  кг/мм<sup>2</sup>;  $\sigma_b = 49,4$  кг/мм<sup>2</sup>;  
 $i = 13,7\%$ ;  $\psi = 25,4\%$ .



Рис. 193. Средний вал парохода „20 лет Октября“:

$\sigma_p = 18,6$  кг/мм<sup>2</sup>;  $\sigma_b = 49,4$  кг/мм<sup>2</sup>;  
 $i = 13,7\%$ ;  $\psi = 25,4\%$ .

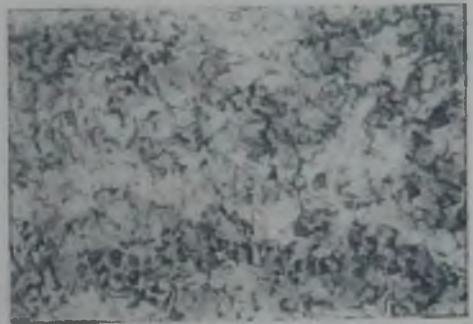


Рис. 194. Вал парохода „Сократ“:

$\sigma_p = 24,3$  кг/мм<sup>2</sup>;  $\sigma_b = 52,9$  кг/мм<sup>2</sup>;  
 $i = 22,3\%$ ;  $\psi = 62,7\%$ ;  $a = 8,81$  кгм/см<sup>2</sup>.



Рис. 195. Средний вал парохода  
„Крестьянин“:  
 $\sigma_p = 22,3$  кг/мм<sup>2</sup>;  $\sigma_b = 36,7$  кг/мм<sup>2</sup>;  
 $i = 17,6\%$ ;  $\psi = 63,6\%$ ;  $a = 3,07$  кгм/см<sup>2</sup>.



Рис. 196. Вал парохода „Петровск“:  
 $\sigma_p = 15,8$  кг/мм<sup>2</sup>;  $\sigma_b = 36,8$  кг/мм<sup>2</sup>;  
 $i = 25,0\%$ ;  $\psi = 55,3\%$ ;  $a = 0,962$  кгм/см<sup>2</sup>.

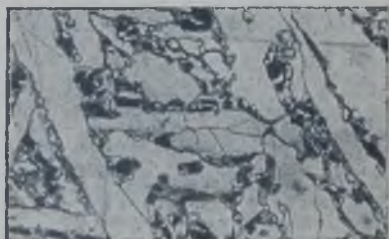


Рис. 197. Гребной вал парохода  
„Комсомолец“:  
 $\sigma_p = 18,7$  кг/мм<sup>2</sup>;  $\sigma_b = 38,8$  кг/мм<sup>2</sup>;  
 $i = 32,0\%$ ;  $\psi = 59,4\%$ ;  $a = 2,02$  кгм/см<sup>2</sup>.

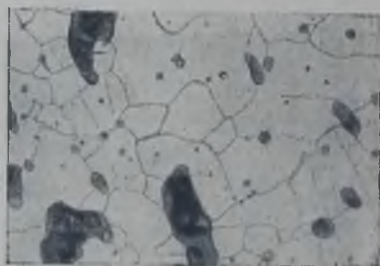


Рис. 198. Вал парохода „Труднццип-  
лина“:  
 $\sigma_p = 17,8$  кг/мм<sup>2</sup>;  $\sigma_b = 40,1$  кг/мм<sup>2</sup>;  
 $i = 20,7\%$ ;  $\psi = 48,8\%$ ;  $a = 4,41$  кгм/см<sup>2</sup>.



Рис. 199. Вал парохода „Труднццип-  
лина“:  
 $\sigma_p = 19,5$  кг/мм<sup>2</sup>;  $\sigma_b = 36,3$  кг/мм<sup>2</sup>;  
 $i = 22,2\%$ ;  $\psi = 49,8\%$ ;  $a = 1,29$  кгм/см<sup>2</sup>.



Рис. 200. Вал парохода „Рупфак“;  
 $\sigma_p = 16,7$  кг/мм<sup>2</sup>;  $\sigma_b = 41,4$  кг/мм<sup>2</sup>;  
 $i = 22,5\%$ ;  $\psi = 58,1\%$ .



Рис. 201. Гребной вал парохода  
„Роза Люксембург“.

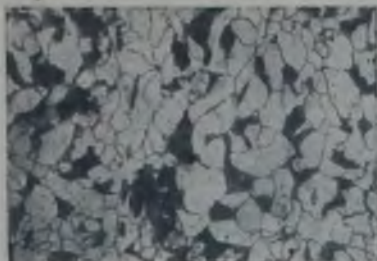


Рис. 202. Правый бортовой вал  
парохода „Крестьянин“:  
 $\sigma_p = 23,8$  кг/мм<sup>2</sup>;  $\sigma_b = 43,8$  кг/мм<sup>2</sup>;  
 $i = 14,0\%$ ;  $\psi = 26,0\%$ ;  $a = 3,06$  кгм/см<sup>2</sup>.



Рис. 203. Гребной вал баркаса  
„Стерегающий“:  
 $\sigma_p = 24,2$  кг/мм<sup>2</sup>;  $\sigma_b = 49,8$  кг/мм<sup>2</sup>;  
 $i = 27,2\%$ ;  $a = 17,05$  кгм/см<sup>2</sup>.



Рис. 204. Бортовой вал парохода  
„Алтай“:  
 $\sigma_p = 23,6$  кг/мм<sup>2</sup>;  $\sigma_b = 48,8$  кг/мм<sup>2</sup>;  
 $i = 28,9\%$ ;  $\psi = 51,6\%$ ;  $a = 2,95$  кгм/см<sup>2</sup>.



Рис. 205. Гребной вал парохода  
„8 e февраля“:  
 $\sigma_p = 20,7$  кг/мм<sup>2</sup>;  $\sigma_b = 47,9$  кг/мм<sup>2</sup>;  
 $i = 22,0\%$ ;  $\psi = 29,8\%$ ;  $a = 1,48$  кгм/см<sup>2</sup>.



Рис. 206. Вал парохода „Труд“:  
 $\sigma_p = 23,4$  кг/мм<sup>2</sup>;  $\sigma_b = 52,9$  кг/мм<sup>2</sup>;  
 $i = 22,3\%$ ;  $\psi = 49,4\%$ ;  $a = 4,41$  кгм/см<sup>2</sup>.



Рис. 207. Вал парохода „Яхонт“:  
 $\sigma_b = 53,0$  кг/мм<sup>2</sup>;  $i = 21,0\%$ ;  
 $\psi = 39,8\%$ ;  $a = 1,25$  кгм/см<sup>2</sup>.



Рис. 208. Гребной вал парохода  
„Беспошадный“:  
 $\sigma_p = 26,7$  кг/мм<sup>2</sup>;  $\sigma_b = 54,2$  кг/мм<sup>2</sup>;  
 $i = 25,0\%$ ;  $\psi = 58,0\%$ ;  $a = 5,96$  кгм/см<sup>2</sup>.



Рис. 209. Вал парохода „12-й год“.



Рис. 210. Гребной вал парохода  
„Сталинград“:  
 $\sigma_b = 55,7$  кг/мм<sup>2</sup>;  $i = 22,0\%$ ;  $\psi = 49,0\%$ ;  
 $a = 4,81$  кгм/см<sup>2</sup>.



Рис. 211. Гребной вал парохода  
„Иртыш“:  
 $\sigma_p = 23,1$  кг/мм<sup>2</sup>;  $\sigma_b = 44,1$  кг/мм<sup>2</sup>;  
 $i = 30,0\%$ ;  $\psi = 59,0\%$ ;  $a = 4,83$  кгм/см<sup>2</sup>.



Рис. 212. Гребной вал парохода  
„Профинтерн“:  
 $\sigma_p = 31,0$  кг/мм<sup>2</sup>;  $\sigma_b = 52,9$  кг/мм<sup>2</sup>;  
 $i = 19,8\%$ ;  $a = 4,58$  кгм/см<sup>2</sup>.

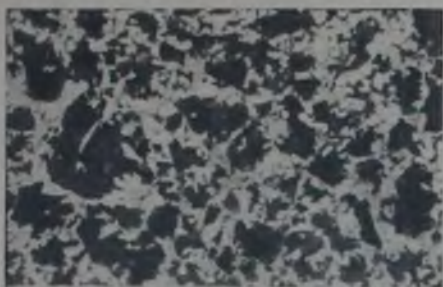


Рис. 213. Вал парохода „Кузбасс“:  
 $\sigma_p = 27,3$  кг/мм<sup>2</sup>;  $\sigma_b = 59,3$  кг/мм<sup>2</sup>;  
 $i = 26,0\%$ ;  $\psi = 55,4\%$ ;  $a = 4,83$  кгм/см<sup>2</sup>.



Рис. 214. Вал парохода  
„Чайковский“:  
 $\sigma_p = 27,7$  кг/мм<sup>2</sup>;  $\sigma_b = 51,1$  кг/мм<sup>2</sup>;  
 $i = 27,7\%$ ;  $a = 10,0$  кгм/см<sup>2</sup>.



Рис. 215. Гребной вал парохода  
„Воровский“:  
 $\sigma_p = 27,5$  кг/мм<sup>2</sup>;  $\sigma_b = 57,6$  кг/мм<sup>2</sup>;  
 $i = 25,3\%$ ;  $\psi = 51,0\%$ ;  $a = 4,9$  кгм/см<sup>2</sup>.



Рис. 216. Аварийный вал краноповорот-  
ной машины „Волжская 20“:  
 $\sigma_p = 24,7$  кг/мм<sup>2</sup>;  $\sigma_b = 55,5$  кг/мм<sup>2</sup>;  
 $i = 17,5\%$ ;  $\psi = 60\%$ ;  $a = 4,83$  кгм/см<sup>2</sup>.



Рис. 217. Вал парохода  
„Полярник Папанин“:  
 $\sigma_p = 27,4$  кг/мм<sup>2</sup>;  $\sigma_b = 60,8$  кг/мм<sup>2</sup>;  
 $i = 21,4\%$ ;  $\psi = 49,7\%$ ;  $a = 4,78$  кгм/см<sup>2</sup>.



Рис. 218. Вал парохода  
„Красное знамя“:  
 $\sigma_p = 23,9$  кг/мм<sup>2</sup>;  $\sigma_b = 56,6$  кг/мм<sup>2</sup>;  
 $i = 30,3\%$ ;  $\psi = 52,3\%$ .



Рис. 219. Гребной вал парохода  
„Воровский“:

$\sigma_p = 34,1$  кг/мм<sup>2</sup>;  $\sigma_b = 70,0$  кг/мм<sup>2</sup>;  
 $i = 10,0\%$ ;  $\psi = 9,6\%$ ;  $a = 1,58$  кгм/см<sup>2</sup>.



Рис. 220. Вал земмашины № 9:

$\sigma_p = 21,7$  кг/мм<sup>2</sup>;  $\sigma_b = 40,1$  кг/мм<sup>2</sup>;  
 $i = 21,7\%$ ;  $\psi = 50,5\%$ ;  $a = 1,49$  кгм/см<sup>2</sup>.



Рис. 221. Вал верхнего барабана зем-  
машины „Волжская 29“:

$\sigma_p = 24,7$  кг/мм<sup>2</sup>;  $\sigma_b = 47,7$  кг/мм<sup>2</sup>;  
 $i = 23,3\%$ ;  $a = 1,71$  кгм/см<sup>2</sup>.



Рис. 222. Вал рулевой машинки паро-  
хода „Страж Революции“:

$\sigma_p = 18,2$  кг/мм<sup>2</sup>;  $\sigma_b = 39,7$  кг/мм<sup>2</sup>;  
 $i = 24,4\%$ ;  $\psi = 52,4\%$ ;  $a = 7,1$  кгм/см<sup>2</sup>.



Рис. 223. Баллер руля парохода  
„Белинский“:

$\sigma_p = 17,7$  кг/мм<sup>2</sup>;  $\sigma_b = 36,6$  кг/мм<sup>2</sup>;  
 $i = 27,0\%$ ;  $\psi = 73,0\%$ ;  $a = 7,02$  кгм/см<sup>2</sup>.



Рис. 224. Вал катера „Валерий Чкалов“:

$\sigma_p = 96$  кг/мм<sup>2</sup>;  $\sigma_b = 114,5$  кг/мм<sup>2</sup>;  
 $i = 11,0\%$ ;  $\psi = 57,0\%$ ;  $a = 8,4$  кгм/см<sup>2</sup>.

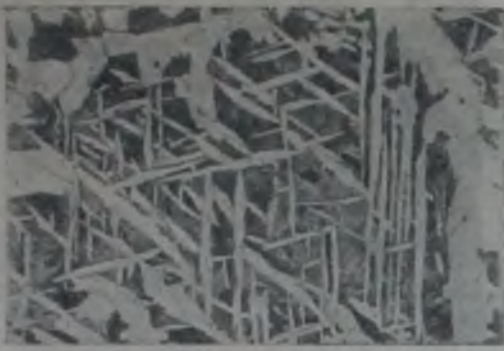


Рис. 225. Головной палец машины парохода „Соревнование“:

$\sigma_p = 25,3 \text{ кг/мм}^2$ ;  $\sigma_b = 49,8 \text{ кг/мм}^2$ ;  
 $i = 22,8\%$ ;  $\psi = 55,0\%$ ;  $a = 2,42 \text{ кгм/см}^2$ .



Рис. 226. Головной палец главной машины парохода „Кустанай“:

$\sigma_p = 20,9 \text{ кг/мм}^2$ ;  $\sigma_b = 45,8 \text{ кг/мм}^2$ ;  
 $i = 23,0\%$ ;  $\psi = 46,0\%$ ;  $a = 5,65 \text{ кгм/см}^2$ .

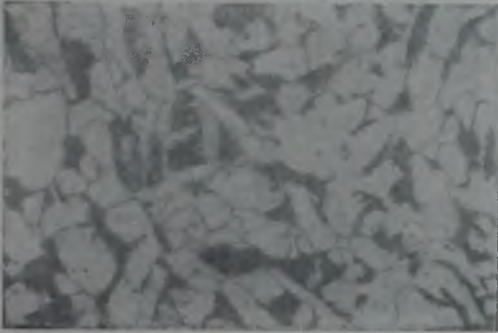


Рис. 227. Головной палец машины парохода „Сибиряк“:

$\sigma_p = 28,5 \text{ кг/мм}^2$ ;  $\sigma_b = 43,7 \text{ кг/мм}^2$ ;  
 $i = 15,3\%$ ;  $a = 1,576 \text{ кгм/см}^2$ .



Рис. 228. Шаровое соединение ц. н. д. парохода „Сибиряк“:

$\sigma_p = 22,3 \text{ кг/мм}^2$ ;  $\sigma_b = 51,7 \text{ кг/мм}^2$ ;  
 $i = 27\%$ ;  $\psi = 50,0\%$ ;  $a = 8,02 \text{ кгм/см}^2$ .



Рис. 229. Головной палец машины парохода „Сибиряк“:

$\sigma_p = 23,8 \text{ кг/мм}^2$ ;  $\sigma_b = 51,4 \text{ кг/мм}^2$ ;  
 $i = 24,6\%$ ;  $\psi = 50,0\%$ ;  $a = 2,7 \text{ кгм/см}^2$ .



Рис. 230. Палец машины парохода „Лев“ (тело):

$\sigma_p = 27,4 \text{ кг/мм}^2$ ;  $\sigma_b = 42,5 \text{ кг/мм}^2$ ;  
 $i = 23,0\%$ ;  $a = 0,583 \text{ кгм/см}^2$ .





Рис. 231. Палец машины парохода  
„Лев“ (наварка).



Рис. 232. Головной палец машины  
парохода „Лев“:  
 $\sigma_p = 59,8$  кг/мм<sup>2</sup>;  $i = 23,0\%$ ;  $\psi = 40,2\%$ ;  
 $a = 4,02$  кгм/см<sup>2</sup>.



Рис. 233. Головной палец машины  
парохода „Шверник“:  
 $\sigma_p = 26,8$  кг/мм<sup>2</sup>;  $\sigma_b = 59,6$  кг/мм<sup>2</sup>;  
 $i = 23,3\%$ ;  $\psi = 38,7\%$ ;  $a = 4,67$  кгм/см<sup>2</sup>.

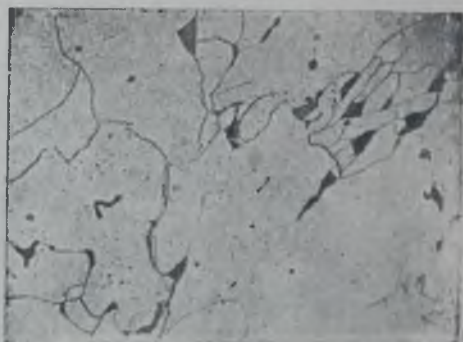


Рис. 234. Шатун машины парохода  
„Монгол“:  
 $\sigma_p = 19,2$  кг/мм<sup>2</sup>;  $\sigma_b = 30,6$  кг/мм<sup>2</sup>;  
 $i = 25,7\%$ ;  $\psi = 75,1\%$ ;  $a = 1,84$  кгм/см<sup>2</sup>.

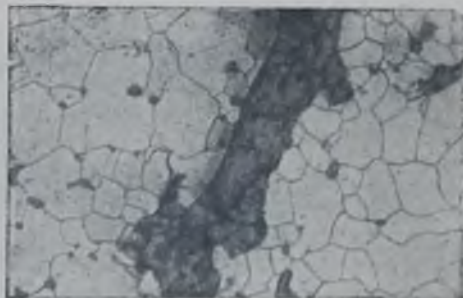


Рис. 235. Головка шатуна машины  
парохода „Бебель“:  
 $\sigma_p = 20,8$  кг/мм<sup>2</sup>;  $\sigma_b = 35,4$  кг/мм<sup>2</sup>;  
 $i = 33,6\%$ ;  $\psi = 69,0\%$ ;  $a = 1,11$  кгм/см<sup>2</sup>.

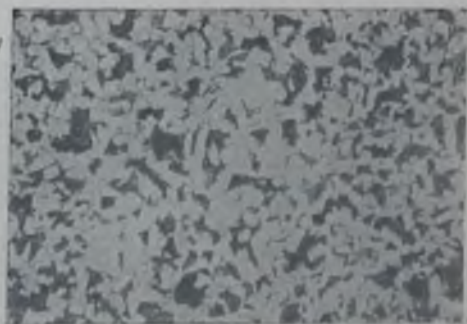


Рис. 236. Серьга вилки шатуна ма-  
шины парохода „Незаможник“:  
 $\sigma_p = 29,7$  кг/мм<sup>2</sup>;  $\sigma_b = 57,5$  кг/мм<sup>2</sup>;  
 $i = 20,3\%$ ;  $\psi = 58,1\%$ .



Рис. 237. Шатун левого двигателя теплохода «Речник»:

$\sigma_p = 27,6$  кг/мм<sup>2</sup>;  $\sigma_b = 57,7$  кг/мм<sup>2</sup>;  
 $i = 19,4\%$ ;  $\psi = 50,4\%$ ;  $a = 1,99$  кгм/см<sup>2</sup>.



Рис. 238. Шатун машины трамвая №9

$\sigma_p = 31,3$  кг/мм<sup>2</sup>;  $\sigma_b = 75,5$  кг/мм<sup>2</sup>;  
 $i = 17,2\%$ ;  $a = 4,45$  кгм/см<sup>2</sup>.

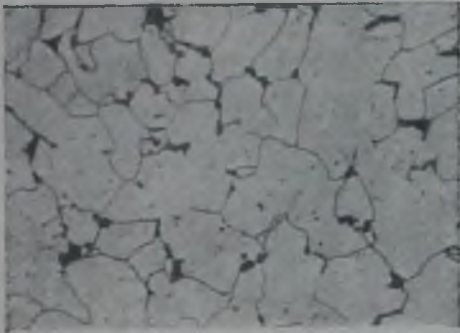


Рис. 239. Шток машины парохода «Красная Сибирь»:

$\sigma_p = 16,5$  кг/мм<sup>2</sup>;  $\sigma_b = 32,6$  кг/мм<sup>2</sup>;  
 $i = 28,7\%$ ;  $\psi = 69,0\%$ .



Рис. 240. Шток мокровоздушного насоса машины парохода «Азин»:

$\sigma_p = 25,6$  кг/мм<sup>2</sup>;  $\sigma_b = 50,1$  кг/мм<sup>2</sup>;  
 $i = 32,6\%$ ;  $\psi = 37,2\%$ ;  $a = 6,2$  кгм/см<sup>2</sup>.



Рис. 241. Шток машины парохода «Краснознаменец».



Рис. 242. Шток машины парохода «Якубов»:

$\sigma_b = 54,2$  кг/мм<sup>2</sup>;  $i = 21,5\%$ ;  
 $\psi = 50,3\%$ ;  $a = 9,47$  кгм/см<sup>2</sup>.



Рис. 243. Шток ц. н. д. главной машины парохода „Димитров“:

$\sigma_p = 23,7$  кг/мм<sup>2</sup>;  $\sigma_b = 55,2$  кг/мм<sup>2</sup>;  
 $i = 16,7\%$ ;  $\psi = 23,2\%$ ;  $a = 3,98$  кгм/см<sup>2</sup>.



Рис. 244. Сломанный шток машины парохода „Дельфин“:

$\sigma_p = 30,4$  кг/мм<sup>2</sup>;  $\sigma_b = 76,7$  кг/мм<sup>2</sup>;  
 $i = 11,7\%$ ;  $\psi = 23,4\%$ ;  $a = 1,99$  кгм/см<sup>2</sup>.



Рис. 245. Поршневой шток главной машины парохода „Социалистическая Революция“:

$\sigma_p = 29,9$  кг/мм<sup>2</sup>;  $\sigma_b = 61,2$  кг/мм<sup>2</sup>;  
 $i = 18,3\%$ ;  $a = 2,52$  кгм/см<sup>2</sup>.

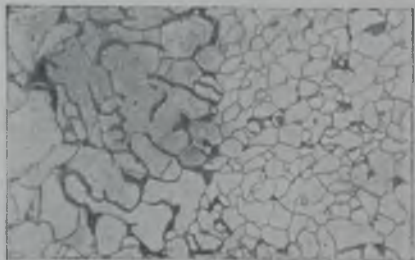


Рис. 246. Шейка поперечника машины парохода „Салтыков-Щедрин“:

$\sigma_p = 16,7$  кг/мм<sup>2</sup>;  $\sigma_b = 33,4$  кг/мм<sup>2</sup>;  
 $i = 24,0\%$ ;  $\psi = 36,9\%$ ;  $a = 5,15$  кгм/см<sup>2</sup>.

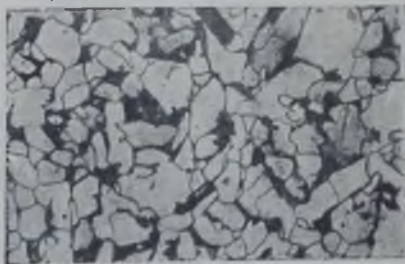


Рис. 247. Соединительная скоба парохода „Соревнование“:

$\sigma_p = 38,7$  кг/мм<sup>2</sup>;  $\sigma_b = 52,5$  кг/мм<sup>2</sup>;  
 $i = 23,0\%$ ;  $\psi = 57,5\%$ ;  $a = 1,38$  кгм/см<sup>2</sup>.



Рис. 248. Поперечник ц. н. д. машины парохода „8-е марта“:

$\sigma_p = 41,5$  кг/мм<sup>2</sup>;  $\sigma_b = 74,6$  кг/мм<sup>2</sup>;  
 $i = 19,4\%$ ;  $\psi = 51,5\%$ .



Рис. 249. Поперечник машины  
парохода „Астрахань“:

$\sigma_p = 25,4 \text{ кг/мм}^2$ ;  $\sigma_b = 55,0 \text{ кг/мм}^2$ ;  
 $i = 22,3\%$ ;  $\psi = 54,2\%$ ;  $a = 6,27 \text{ кгм/см}^2$ .

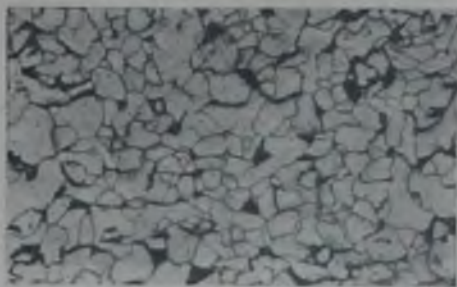


Рис. 250. Аварийные стяжные болты  
парохода „Свет“:

$\sigma_p = 16,9 \text{ кг/мм}^2$ ;  $\sigma_b = 34,2 \text{ кг/мм}^2$ ;  
 $i = 43,3\%$ ;  $\psi = 71,5\%$ ;  $a = 18,3 \text{ кгм/см}^2$ .



Рис. 251. Сломанный головной болт  
ц. н. д. машины парохода „Энгельс“:

$\sigma_p = 20,8 \text{ кг/мм}^2$ ;  $\sigma_b = 39,4 \text{ кг/мм}^2$ ;  
 $i = 23,0\%$ ;  $a = 17,7 \text{ кгм/см}^2$ .



Рис. 252. Головной болт машины  
„Радист Кренкель“:

$\sigma_p = 24,3 \text{ кг/мм}^2$ ;  $\sigma_b = 43,0 \text{ кг/мм}^2$ ;  
 $i = 33,3\%$ ;  $\psi = 67,6\%$ ;  $a = 4,29 \text{ кгм/см}^2$ .



Рис. 253. Аварийные стяжные болты  
машины парохода „Свет“:

$\sigma_p = 21,5 \text{ кг/мм}^2$ ;  $\sigma_b = 46,1 \text{ кг/мм}^2$ ;  
 $i = 30,0\%$ ;  $\psi = 63,5\%$ ;  $a = 7,9 \text{ кгм/см}^2$ .



Рис. 254. Головной болт машины  
парохода „Саратов“:

$\sigma_p = 23,7 \text{ кг/мм}^2$ ;  $\sigma_b = 48,7 \text{ кг/мм}^2$ ;  
 $i = 30,0\%$ ;  $\psi = 52,7\%$ ;  $a = 5,72 \text{ кгм/см}^2$ .



Рис. 255. Шпильки подшипника  
земляной машины „Волжская 29“:  
 $\sigma_p = 42,7 \text{ кг/мм}^2$ ;  $i = 28,6\%$ .



Рис. 256. Поломанный головной болт  
ц. н. д. машины парохода „Крым“:  
 $\sigma_p = 25,6 \text{ кг/мм}^2$ ;  $\sigma_b = 48,1 \text{ кг/мм}^2$ ;  
 $i = 29,3\%$ ;  $\phi = 60,6\%$ ;  $a = 15,2 \text{ кг/см}^2$ .



Рис. 257. Крейцкопфный болт ц. н. д.  
машины парохода „Краснознаменец“:  
 $\sigma_p = 21,0 \text{ кг/мм}^2$ ;  $\sigma_b = 46,4 \text{ кг/мм}^2$ ;  
 $i = 29,1\%$ ;  $\phi = 56,0\%$ ;  $a = 8,08 \text{ кг/см}^2$ .



Рис. 258. Головные болты машины  
парохода „Краснознаменец“:  
 $\sigma_p = 35,8 \text{ кг/мм}^2$ ;  $\sigma_b = 75,1 \text{ кг/мм}^2$ ;  
 $i = 10,7\%$ ;  $\phi = 23,0\%$ ;  $a = 2,46 \text{ кг/см}^2$ .



Рис. 259. Болт ц. в. д. машины  
парохода „Крым“:  
 $\sigma_p = 35,6 \text{ кг/мм}^2$ ;  $\sigma_b = 74,2 \text{ кг/мм}^2$ ;  
 $i = 20,0\%$ ;  $\phi = 33,2\%$ ;  $a = 2,82 \text{ кг/см}^2$ .

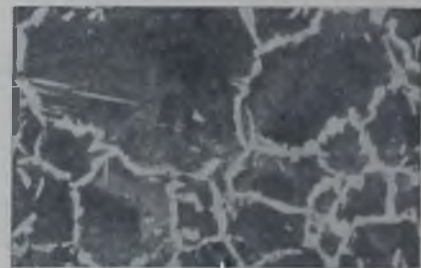


Рис. 260. Болт ц. в. д. машины  
парохода „Крым“:  
 $\sigma_p = 31,7 \text{ кг/мм}^2$ ;  $\sigma_b = 72,4 \text{ кг/мм}^2$ ;  
 $i = 31,7\%$ ;  $\phi = 34,0\%$ ;  $a = 0,917 \text{ кг/см}^2$ .

риала вала парохода «Петровск» и материала вала парохода «Рупфак» или величина зерен материала одного и того же вала парохода «Воровский», имеющего также различные данные и механических испытаний, и химического анализа.

Очень интересна структура материала гребного вала парохода «Комсомолец», с ярким выделением по граням зерен структурного свободного цемента.

Материал головных пальцев должен удовлетворять механическим характеристикам марки Ст. 5.

Из анализа данных механических испытаний материала головных пальцев видно, что величины временного сопротивления и относительного удлинения материала этих деталей выше механических характеристик материала гребных валов. Это объясняется тем обстоятельством, что материал, употребляемый на изготовление пальцев, подвергался на судоремонтных заводах механической обработке, а низкая величина ударной вязкости и в подавляющем большинстве неудовлетворительная структура (см. микрофотографии на рис. 225—233) указывают на неумелую постановку термообработки на этих заводах.

Материал сломавшихся шатунов судовых машин чрезвычайно разнороден по своим качествам. Здесь вместо стали марки Ст. 5 пов. имеются все марки стали, начиная от стали 0 до стали марки № 7 (см. таблицу механических испытаний и микрофотографии на рис. 234—238).

Материал штоков также разнообразен по своим качествам: здесь имеется и чистое железо, и рессорная сталь (фотомикроструктура материала штоков пароходов «Красная Сибирь» и «Дельфин»).

Штоки и головные пальцы изготавливаются обычно на судоремонтных заводах, и здесь налицо неумелая термообработка деталей.

Структура видманштетта материала штоков пароходов «Краснознаменец», «Якубов», «Социалистическая Революция» полностью выявляет незнание мастерами заводов технологии обработки и указывает на отсутствие на заводах аппаратуры для определения температуры нагрева и отжига (рис. 239—245).

Исключения из общей картины не составляет и материал поперечников: здесь мы имеем величину временного сопротивления материала растяжению в пределах от 33 до 74,6 кг/мм<sup>2</sup>.

Микроструктурные фотографические снимки, приводимые на рис. 246—249, указывают как на разнообразие в величинах зерна, так и на различное процентное содержание углерода.

Особо следует остановиться на материале болтов, изготавливаемых из стали марок Ст. 4 и Ст. 5. По данным механических исследований оказалось, что для их изготовления употреблялась сталь от марки 0 до марки Ст. 7.

Микроструктурные исследования подтверждают разнообразие материала как по величине зерна, так и по общей структуре (см. фотомикроструктуру болтов пароходов «Крым», «Краснознаменец», «Радист Кренкель», «Энгельс», «Саратов» и «Свет» (рис. 250—260)).

#### 4. Химический анализ материала аварийных деталей

Химический анализ материала аварийных деталей также подтверждает большое разнообразие качества деталей судовых машин и механизмов (таблица 19).

Как видно из таблицы 19, процентное содержание углерода колеблется от 0,03 до 0,40%, марганца — от 0,11 до 1,1%, кремния — от следов до 0,32%, хрома — от нуля до 0,21%, серы — от 0,004 до 0,06%, фосфора — от 0,0034 до 0,201%. Такое различие в химическом составе

## Химический анализ материала поломанных деталей

Название судна	Деталь	Дата поломки	C	Mn	Si	Cr	S	P
Земмашина № 9 . . . . .	Вал		0,27	0,76	0,12	—	0,006	0,0034
Пароход „Трудициплина“ . . . . .	„		0,09	0,11	0,22	—	0,004	0,163
Пароход „Трудициплина“ . . . . .	„		0,11	0,14	0,30	—	0,007	0,201
Пароход „Алтай“ . . . . .	Вал бортовой		0,35	0,31	следы	—	0,025	0,024
„ „Труд“ . . . . .	Вал		0,06	0,45	нет	—	0,052	0,064
„ „Сократ“ . . . . .	„		0,26	0,83	0,25	—	0,020	0,060
„ „Комбриг Серов“ . . . . .	„		0,26	0,78	0,30	—	0,016	0,020
Пароход „Рупфак“ . . . . .	„		0,13	0,54	0,24	—	0,057	0,054
Теплоход „Дзержинский“ . . . . .	Валколенчатый		0,06	0,35	следы	—	0,025	0,019
Пароход „Ильич“ . . . . .	Вал	11/VII 1939 г.	0,31	—	0,36	—	0,025	0,021
Теплоход „Академик Тимирязев“ . . . . .	Вал	16/VIII 1939 г.	0,20	—	0,17	0,21	0,018	0,071
Теплоход „Красное Знамя“ . . . . .	Валколенчатый	9/XII 1939 г.	0,40	0,69	0,29	0,09	0,022	0,027
Пароход „Сталинград“ . . . . .	Вал гребной	7/VII 1940 г.	0,40	0,70	0,28	—	0,015	0,017
„ „Маяковский“ . . . . .	Вал гребной	22/VII 1940 г.	0,35	0,56	0,29	0,03	0,046	0,054
„ „Папанин“ . . . . .	Вал	19/VIII 1940 г.	0,35	0,73	0,27	нет	0,032	0,033
„ „Волга“ . . . . .	Вал гребной	20/X 1940 г.	0,33	0,66	0,32	—	0,031	0,032
Земмашина № 29 . . . . .	Вал	3/XI 1940 г.	0,26	0,86	0,22	—	0,026	0,039
Пароход „Чайковский“ . . . . .	Вал	11/II 1941 г.	0,35	0,61	0,25	—	0,024	0,021
„ „Куйбышев“ . . . . .	Вал средний	12/VII 1941 г.	0,28	0,69	0,29	—	0,023	0,036
Краноповоротная машина . . . . .	Вал	26/VII 1941 г.	0,38	0,68	0,03	—	0,022	0,068
Пароход „Соревнование“ . . . . .	Палец		0,73	0,76	следы	—	0,009	0,084
„ „Сибиряк“ . . . . .	Палец	10/VII 1940 г.	0,20	0,53	следы	0,07	0,024	0,056
„ „Шверник“ . . . . .	Палец	31/X 1941 г.	0,40	0,71	0,18	—	0,027	0,035
„ „Кустанай“ . . . . .	Палец	16/VII 40	0,21	1,1	0,24	—	0,054	0,044
„ „Щедрин“ . . . . .	Поперечник	1940 г.	0,12	0,33	следы	—	0,024	0,047
„ „Красная Сибирь“ . . . . .	Шток	1939	0,24	0,44	0,04	—	0,017	0,523
Пароход „Кузнец“ . . . . .	Шток	11/VII 1941 г.	0,31	0,57	0,21	—	0,043	0,019
„ „Софья Перовская“ . . . . .	Штатун	5/VII 1940 г.	0,03	следы	следы	нет	0,010	0,087
Пароход „Незаможник“ . . . . .	Штатун	—	0,29	0,39	следы	—	0,060	0,034
„ „Свет“ . . . . .	Болт стяжной	17/V 1940 г.	0,25	0,54	0,18	—	0,02	0,023
„ „Эльтон“ . . . . .	Болт стяжной	17/VII 1941 г.	0,09	0,41	—	—	0,026	0,02
„ „Заготовщик“ . . . . .	Болт	1939 г.	0,26	0,6	0,25	—	0,036	0,036
„ „Соревнование“ . . . . .	Соединительная скоба	2/VII 1941 г.	0,24	—	следы	—	0,028	0,041
			0,17	0,91	0,08	—	0,058	0,112

материала поломанных деталей указывает на совершенное игнорирование заводами технических условий и ОСТ. Необходимо принять все меры для улучшения качества материала. Давно пора шире внедрять в машиностроение легированные стали, чтобы увеличить срок службы деталей и тем самым снизить убытки от аварий.

### 5. Легированные стали в судовом машиностроении

В таблицах 20 и 21 приведены химический состав и механические свойства легированных сталей, применяемых в последнее десятилетие при постройке тихоходных и быстроходных двигателей внутреннего сгорания.

Таблица 20

Химический состав легированных сталей

Марка стали	Углерод %	Марганец %	Кремний %	Хром %	Никель %	Вольфрам %	Сера %	Фосфор %
20х	0,15—0,25	0,30—0,60	0,17—0,37	0,70—1,00	0,30	—	0,040	0,040
40х	0,35—0,45	0,50—0,80	0,17—0,37	0,80—1,10	0,30	—	0,040	0,040
38	0,25—0,35	0,25—0,60	0,40	0,85—1,25	2,8—3,5	—	0,030	0,030
ЭЖЗ	0,24—0,35	0,50	0,70	13,0—15,0	0,6	—	0,020	0,030
ЭСХ-8	0,35—0,50	0,30—0,70	2,2—3,2	8,0—9,5	—	—	0,020	0,030
ХВГ	0,90—1,05	0,80—1,10	0,15—0,35	0,9—1,2	—	1,2—1,6	0,030	0,030

Сталь марки 20х — хромистая, с низким содержанием углерода, применяется для изготовления деталей, требующих твердой поверхности при большой прочности сердцевины (цементируемая): роликов и опор коромысла, осей роликов, всасывающего и выхлопного кулачков распределительных валов, приводных валов реверсивных муфт для пружинных тарелок, затяжных болтов, всасывающих, перепускных и нагнетательных клапанов.

Сталь марки 40х — хромистая, с средним содержанием углерода, употребляется для изготовления ответственных деталей, испытывающих при работе высокие напряжения и подвергающихся термической обработке (закалке и отпуску): шатунов, коленчатых валов.

Сталь марки ХВГ — хромо-вольфрамовая — применяется для изготовления деталей, требующих высокой твердости при минимальной деформации: сопел и игл форсунок, упорных втулок, плунжеров нефтяных насосов, седел всасывающего, перепускного и нагнетательного клапанов.

Сталь марки 38 — хромо-никелевая, применяется для изготовления деталей повышенной прочности, подвергающихся износу, например, сильно нагруженных шестерен, анкерных болтов блока картера, болтов шатунов и хомута реверсивных муфт, ведущих шестерен заднего хода.

Сталь марки ЭСХ-8 — сильхромовая, обладает высокими механическими свойствами, употребляется для изготовления деталей, работающих в условиях высоких температур (до 600°), с повышенными напряжениями, как-то: клапанов, крышек цилиндров, всасывающих и выхлопных клапанов.

Сталь марки ЭЖЗ — нержавеющей, хромистая, употребляется для изготовления деталей, подверженных действию морской воды, устойчива против ржавления.

Внедрение легированных сталей в машиностроение безусловно повысит срок службы машин.



Механические свойства легированных сталей

Марка стали	Термообработка			Временное сопротивление в кг/мм <sup>2</sup>	Предел текучести	Предел пропорциональности	Удлинение в процентах		Твердость по Бринеллю		Сжатие не менее %	Ударная вязкость в кг/мм <sup>2</sup> не менее
	температура закалки	среда	температура отпуска						отожженная сталь	неотожженная сталь		
20х	860°	Масло	580°	75	55	—	13	11	179	241	45	—
40х	850°	Масло	580°	90	70	—	10	8	207	241	45	—
Э8	820°	Масло	580°	95	—	75	9	—	После термообработки 285—321		50	6
ЭЖЗ	1. Отожженная	—	—	55	—	30	20	—	(ориентировочно)		60	7
	2. Закалка при 1050° и отпуск на воздухе	Вода	750	95	—	80	9	—	после отжига 207		45	5
ЭСХ-8	1100°	Масло	850°	75	60	—	20	—	После термообработки 217—269		—	—
ХВГ	800—830°	Масло	220—308°	Твердость закаленного образца по Роквеллу не ниже 62			—	—	207	255	—	—

## ПОЛОМКИ ДЕТАЛЕЙ СУДОВЫХ МАШИН

При исследовании причин поломок деталей машин необходимо было проанализировать большое количество актов о поломках, составленных в большинстве случаев технически не вполне грамотно. Часто боязнь ответственности за поломку и в связи с этим желание скрыть истинную причину аварии вызывали объяснение аварии «объективными» причинами, в большинстве случаев со ссылкой на надломы старого происхождения или «усталость» металла. Однако при тщательном анализе актов и при исследовании мест изломов, а также при систематизации материалов о поломках удавалось обнаружить истинные причины изломов, а именно: нагрев шеек, поливка нагретых шеек водой, неумелая насадка кривошипов в горячем состоянии, неумелая электронаварка изношенных деталей, неправильная и недоброкачественная электро-сварка, неумелый нагрев при правке погнутых при ударах валов и т. д. В таблице 22 приведены общие данные по изученным поломкам деталей

Таблица 22

Детали	Места изломов											всего		
	щека	шейка	в месте насадки кривошипа	в месте насадки колесных патронов и дисков	в месте насадки буртиков в горячем состоянии	в месте электро-сварки и электронаварки	в кривошипе	у насадки шестерни и муфты	у сухарей	в головке	в яблке		в конце	у эксцентров
Коленчатые валы . . .	14	11	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	25
Средние валы паровых машин . . . . .	—	—	—	24	1	—	—	—	—	—	—	—	—	25
Средние валы паровых машин с приводной машиной . . . . .	1	6	4	—	—	—	1	1	—	—	—	—	3	16
Пальцы . . . . .	—	—	8	—	—	—	—	—	5	—	—	—	—	13
Бортовые валы с опорой на обносе . . . . .	—	—	3	16	1	—	—	—	—	—	—	—	—	20
Бортовые валы без опоры на обносе . . . . .	—	4	4	22	10	12	—	—	—	—	—	—	—	52
Бортовые валы паровых машин с приводными машинами . . . . .	—	—	—	12	4	12	—	—	—	—	—	—	—	28
Гребные валы винтовых судов . . . . .	—	4	—	—	—	9	—	1	—	—	—	4	—	18
Кривошипы . . . . .	—	—	10	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	10
Шатуны . . . . .	—	—	—	—	—	1	—	—	—	8	4	—	—	13
	15	25	29	74	16	34	1	2	5	8	4	4	3	220

с указанием мест излома. Наряду с этим причинами поломок часто являются удары и неправильный монтаж. Поломки валов при ударе и неправильном монтаже происходят в большинстве случаев также в сечениях, подвергающихся влиянию резких температурных перепадов и имеющих в связи с перепадами температур поверхностные трещины. В настоящей книге нет возможности дать весь документальный мате-





Рис. 262. Коленчатый вал двигателя теплохода „17-й год“, сломавшийся в щеке четвертого кривошипа в 1934 году вследствие нагрева шейки и поливки водой.



Рис. 263. Трещина в щеке второго кривошипа коленчатого вала двигателя теплохода „25-е Октября“.



Рис. 264. Излом коленчатого вала машины силовой станции завода „Красное Сормово“.



Рис. 265. Трещина в рамной шейке шестого цилиндра, происшедшая вследствие нагрева шейки.



Рис. 266. Трещины в шейках коленчатого вала двигателя теплохода „Корейво“, обнаруженные в 1938 году.



Рис. 267. Коленчатый вал самоходной баржи „Каракалпакия“, сломавшийся в щеке шестого кривошипа.



Рис. 269. Заварка трещины в месте перехода шейки вала в щеку второго кривошипа теплохода „Красноармеец“.



Рис. 268. Коленчатый вал самоходной баржи „Армения“, сломавшийся в щеке первого кривошипа в 1939 году.



Рис. 270. Коленчатый вал теплохода „25 Октября“ с трещиной в щеке второго кривошипа.



Рис. 271. Излом вала вспомогательного двигателя теплохода „Академик Тимирязев“, происшедший в мотылевой шейке третьего кривошипа в 1940 г.



Рис. 272. Излом у маховика коленчатого вала вспомогательного двигателя теплохода „Микоян“.



Рис. 273. Излом щеки кривошипа коленчатого вала вследствие нагрева шеек вала и отсутствия возможности осевого перемещения вала.



Рис. 274. Коленчатый вал теплохода „Белоруссия“ с трещинами в шейках.



Рис. 275. Излом коленчатого вала теплохода „Шлюзовой“.



Рис. 276. Кладбище коленчатых валов в Балаковском затоне, снятых с теплоходов скорой линии вследствие износа шеек.





## Поломки средних валов с головными пальцами машин компаунд и валов, лежащих на четырех опорах

Название судна и год поломки	Данные о машине			Место поломки	Основная причина поломки
	Размеры в мм	Мощ- ность в л. с.	Число оборотов в минуту		
„Грозный“, 1928 г. . . . .	$\frac{575 \times 1200}{1212}$	540	24	В месте насадки кривошипа	Насадка кривошипа в горячем состоянии и поливка при насадке водой
„Узбекистан“, 1928 г. . . . .	$\frac{700 \times 1180}{1524}$	600	24	На месте насадки кривошипа ц. в. д.	Насадка кривошипа в горячем состоянии и поливка при насадке водой
„Чеченец“, 1928 г. . . . .	$\frac{766 \times 1420}{1524}$	750	22	У места насадки кривошипа в горячем состоянии	Насадка кривошипа в горячем состоянии с последующим охлаждением водой
„Жан Жорес“, 1928 г. . . . .	$\frac{381 \times 762}{914}$	200	42	По шейке буртика в месте насадки кривошипа ц. в. д.	Насадка кривошипа в горячем состоянии с последующим охлаждением водой
„Керженец“, 1929 г. . . . .	$\frac{437 \times 763}{911}$	220	32,5	У рамовой шейки в месте насадки буртика	Насадка буртика в горячем состоянии
„Клавдия“, 1929 г. . . . .	$\frac{266 \times 413}{660}$	80	44	В рамовой шейке у буртика	Насадка буртика в горячем состоянии
„Руслан“, 1930 г. . . . .	$\frac{771 \times 1427}{1524}$	750	23	Шейка ц. и. д.	Нагрев шейки и поливка нагретой шейки водой
„Сталинец“, 1930 г. . . . .	$\frac{791 \times 1398}{1296}$	750	24	На месте насадки кривошипа	Высокие температурные напряжения при насадке кривошипа в горячем состоянии
„Ярославль“, 1930 г. . . . .	$\frac{424 \times 728}{762}$	225	41	Шейка подшипника средней рамы. Трещина ушла под кривошип	Высокие температурные напряжения при насадке кривошипа в горячем состоянии
„Алтай“, 1930 г. . . . .	$\frac{790 \times 1403}{1296}$	750	24	От рамовой шейки через буртик к месту насадки кривошипа ц. в. д.	Насадка кривошипа в горячем состоянии с последующим охлаждением водой
„Сократ“, 1930 г. . . . .	$\frac{841 \times 1361}{1524}$	750	24	На месте насадки кривошипа	Произошли две поломки в одном и том же месте вследствие насадки в горячем состоянии

Название судна и год поломки	Данные о машине		
	Размеры в мм	Мощ- ность в л. с.	Число оборотов в минуту
„Гвоздика“, 1930 и 1934 гг. . . . .	$\frac{514 \times 764 \times 1200}{1372}$	560	27
„Гвоздика“, 1930 г. . . . .	$\frac{514 \times 764 \times 1200}{1372}$	560	27
„Сократ“, 1934 г. . . . .	$\frac{841 \times 1301}{1524}$	750	24
„Магнитострой“, 1931 г. . . . .	$\frac{807 \times 1272}{1500}$	650	24
„Кашен“, 1932 г. . . . .	$\frac{840 \times 1474}{1142}$	750	25
„Алтай“, 1933 г. . . . .	$\frac{790 \times 1403}{1296}$	750	24
„Победитель“, 1940 г. . . . .	$\frac{588 \times 1174}{1143}$	480	—
„Мурманск“, 1940 г. . . . .	$\frac{768 \times 1425}{1524}$	750	24
„Самородок“, 1940 г. . . . .	—	—	—
„Красин“, 1928 г. . . . .	$\frac{490 \times 800 \times 1220}{1372}$	680	27
„Историк Покровский“, 1934 г.	—	—	—
„Державин“, 1936 г. . . . .	$\frac{312 \times 478 \times 763}{500}$	280	—
„Красин“, 1938 г. . . . .	$\frac{490 \times 800 \times 1220}{1372}$	680	27
„Диктатура“, 1939 г. . . . .	$\frac{620 \times 796 \times 1030}{1352}$	620	30

Место поломки	Основная причина поломки
Между местом насадки кривошипа и рамовой шейкой (в бурте)	Электронаплавка концов вала
Средний коленчатый вал в бурте шейки	Насадка кривошипа в горячем состоянии
Средний вал под местом насадки кривошипа	Насадка кривошила в горячем состоянии
На месте насадки кривошипа	Насадка кривошипа в горячем состоянии
На месте насадки кривошипа	Насадка кривошипа в горячем состоянии
Средний вал на шейке под кривошипом	Насадка кривошила в горячем состоянии
В месте насадки кривошипа	Насадка кривошипа в горячем состоянии
В месте насадки кривошипа	Насадка кривошипа в горячем состоянии
В месте насадки кривошипа	Насадка кривошипа в горячем состоянии
В шейке под правым кривошипом д. н. д.	Насадка кривошила в горячем состоянии с поливкой водой
В месте насадки кривошипа	Насадка кривошипа в горячем состоянии
По шейке вала в месте насадки кривошипа	Насадка кривошипа в горячем состоянии
В месте насадки кривошипа	Насадка кривошила в горячем состоянии
В месте насадки кривошипа	Насадка кривошипа в горячем состоянии



Рис. 280. Средний вал парохода „Гвоздика“, сломавшийся вследствие насадки кривошипа в горячем состоянии.



Рис. 281. Средний вал парохода „Победитель“, сломавшийся в 1940 году вследствие насадки кривошипа в горячем состоянии.



Рис. 282. Средний вал парохода „Яхонт“, сломавшийся вследствие насадки кривошипа в горячем состоянии.



Рис. 283. Излом в рамовой шейке кривошипа среднего коленчатого вала парохода „Родной“.



Рис. 284. Излом в мотылевой шейке кривошипа среднего вала парохода „Цеквод“.



Рис. 285. Коленчатый вал парохода „Красин“, сломавшийся вследствие неумелой насадки кривошипа в горячем состоянии в 1938 году.

«Вал сломан около бурта левой рамовой шейки, на месте посадки кривошипа цилиндра высокого давления. Непосредственная причина поломки вала — надлом старого происхождения, до 60% всей площади вала... По собранным сведениям, вал был поставлен в 1915 году, и в нем возможно перерождение металла от долговременной работы» (пароход «Узбекистан», акт от 11 июня 1928 г.).

«При осмотре среднего коленчатого вала обнаружили трещину в левой рамовой шейке. Трещина идет через бурт к месту посадки кривошипа цилиндра высокого давления. Непосредственными причинами поломки вала могли послужить: старый надлом, занимавший до 50% всей площади вала, и выявившаяся неправильность осевой линии левого бортового вала по отношению к среднему валу, болезненно отражавшаяся на второй шейке вала. Возможна также усталость металла» (пароход «Алтай», акт от 28 июля 1930 г.).

«Вал сломан в левой рамовой шейке. Причинами поломки вала могли явиться имеющаяся налицо скрытая трещина на расстоянии 50 мм от поверхности вала и плохое качество металла средней части вала. Вал был поставлен из новой специально заготовленной болванки. При постановке вала была произведена тщательная проверка осевой линии валов, и все неточности были исправлены» (пароход «Алтай», акт от 3 сентября 1930 г.).

«Произведен осмотр поломанного среднего вала и излома валового подшипника у цилиндра низкого давления. Комиссия предполагает, что вследствие частых попаданий бревен в колеса и работы парохода во льдах получились сильные удары, которые сильно отражались на валах, на что указывает прежняя трещина до 70%, возможна и усталость металла» (пароход «Алтай», акт от 25 октября 1933 г.).

«Вал сломан под местом посадки кривошипа с распространением излома через бурт на часть рабочей рамовой шейки... Непосредственной причиной поломки среднего вала мог послужить прежнего происхождения надлом его до 80% всей площади поперечного сечения вала...»

Из опроса старшего помощника механика, на вахте которого случилась поломка, выяснено, что перед его вахтой грелась валовая шейка среднего вала; перед сдачей вахты она была залита водой» (пароход «Сократ», акт от 29 августа 1930 г.).

«Была обнаружена поломка вала около места насадки кривошипа, с распространением трещины на рабочую площадь шейки. Причиной поломки являются усталость металла и нарушение правильности осевых линий» (пароход «Магнитострой», акт от 8 октября 1931 г.).

«Вал сломан в бурте шейки, между кривошипом и шейкой цилиндра высокого давления и цилиндра среднего давления, с переходом излома на рабочую площадь рамовой шейки, и излом охватывает до 40% всей площади поперечного сечения вала; возможна усталость металла от долговременной работы вала... Ввиду ослабления кривошипов осенью 1929 года в зимний ремонт кривошипы снимались с вала и концы под местом посадки кривошипов были утолщены электросваркой» (пароход «Гвоздика», акт от 11 мая 1930 г.).

«Произвели осмотр среднего вала после съёмки кривошипа, имевшего трещину, заваренную электросваркой; трещина вновь стала увеличиваться. Трещина на кривошипе шла от места посадки головного пальца по двум щекам.

На кривошипе был ранее надет стягивающий железный хомут, и, кроме того, в зимний ремонт 1929/30 года трещина была заварена» (пароход «Сталинец», акт от 10 октября 1930 г.).

«Излом вала произошел по шейке буртика и насадке кривошипа цилиндра низкого давления. Причиной излома надо считать наличие

старых внутренних трещин, которые сократили площадь поперечного сечения вала и тем привели к разрушению последнего. Кроме того, вал находился в работе очень давно, с 1893 года, с момента постройки парохода; поэтому надо предполагать также усталость металла» (пароход «Жан Жорес», акт от 8 октября 1928 г.).

«Произошла поломка среднего вала в шейке подшипника цилиндра низкого давления. Часть излома свежая, часть — старая.

Пароход «Приятель» весной 1928 года и весной или осенью 1927 года во льду не работал» (пароход «Приятель», акт от 1 сентября 1928 г.).

Легко видеть, что в актах, как правило, делается упор на усталость и на старые трещины.

### 3. Поломки средних валов пароходов с приводными машинами

По поломкам средних валов приводных машин был изучен материал семнадцати аварий, сведенный в таблицу 25.

На рис. 286 показаны места изломов валов, по которым были собраны эскизы. Из рассмотренных актов не видно истинных причин аварий. В основном и здесь ссылки на старые трещины и надломы, а также на неблагоприятные условия работы: удары о бревна, лед, берег и т. п.

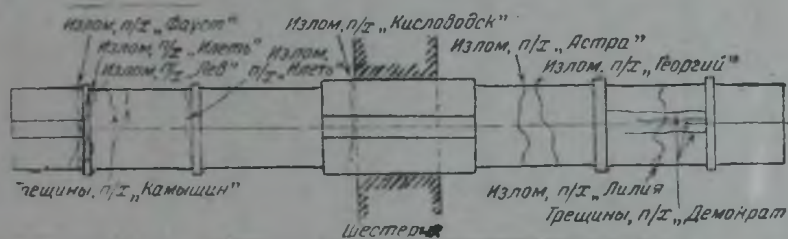


Рис. 286.

Действительными причинами поломок являются: нагрев подшипников и поливка их водой в нагретом состоянии, насадка кривошипов в горячем состоянии с поливкой при насадке водой.

При резких перепадах тепла по толще вала, возникающих в связи с насадками кривошипов и буртиков в горячем состоянии, вследствие появляющихся при этом больших температурных напряжений образуются трещины, которые при работе валов, а чаще всего при ударах колес о берега, дно реки, камни и плавающие бревна увеличиваются, отчего и происходит излом.

В актах о поломках валов трещины, образовавшиеся при неумелых насадках, заносятся как трещины от «усталости» металла, или как «старые» трещины, или как трещины «давнего» происхождения.

Ниже приведен ряд выписок из актов о поломках.

«Вал сломан в шейке кривошипа ц. н. д., имеет старый надлом по обе стороны гнезда от шпонки до 60% площади поперечного сечения вала. Рамовый подшипник у этого кривошипа грелся и на верхней половинке его имеется натянутый пережженный металл толщиной более 1 мм» (пароход «Лев», акт от 17 октября 1928 г.).

«Обнаружен излом коленчатого вала в шейке. Трещина направлена по длине шейки. Перед поломкой грелись валовый и головной подшипники. При установке вала летом 1927 года у сломанного вала были обнаружены темные продольные плены» (пароход «Нептун», дело об аварии от 6 июля 1928 г.).

## Поломки средних валов приводных машин

Название судна и год поломки	Данные о машине			Место поломки	Основная причина поломки
	Размеры в мм	Мощ- ность в и. л. с.	Число оборотов в минуту		
„Андре Марти“, 1928 г. . . . .	$\frac{324 \times 485 \times 763}{508}$	280	85	Шейка нижнего коленчатого вала	Нагрев шейки и поливка нагретой шейки водой; сказалась также насадка кривошипа в горячем состоянии
„Баян“, 1928 г. . . . .	$\frac{324 \times 492 \times 769}{508}$	280	85	Шейка кривошипа ц. н. д.	Нагрев шейки и поливка нагретой шейки водой; сказалась также насадка кривошипа в горячем состоянии
„Баян“, 1928 г. . . . .	$\frac{324 \times 492 \times 769}{508}$	280	85	Поломка коленчатого вала в кривошипе	Насадка кривошипа в горячем состоянии
„Георгий“, 1928 г. . . . .	$\frac{355 \times 563 \times 889}{610}$	380	78	Между эксцентриками ц. в. д.	Нагрев эксцентриков и поливка водой
„Илень“, 1928 г. . . . .	$\frac{320 \times 495 \times 770}{508}$	280	85	Шейка подшипника п. н. д.	Нагрев подшипника и охлаждение водой
„Камышин“, 1928 г. . . . .	$\frac{313 \times 485 \times 763}{508}$	280	85	Шейка подшипника ц. с. д.	Нагрев подшипника и охлаждение водой
„Кисловодск“, 1928 г. . . . .	$\frac{320 \times 496 \times 769}{508}$	280	85	Около шестерни	Трудно установить
„Лев“, 1928 г. . . . .	$\frac{447 \times 709 \times 1117}{613}$	580	75	В месте насадки кривошипа	Насадка кривошипа в горячем состоянии и поливка его водой

Название судна и год поломки	Данные о машине		
	Размеры в мм	Мощность в и. л. с.	Число оборотов в минуту
„Нептун“, 1928 г. . . . .	$\frac{321 \times 493 \times 774}{508}$	280	85
„Фауст“, 1928 г. . . . .	$\frac{335 \times 565 \times 914}{610}$	380	75
„Лилия“, 1931 г. . . . .	$\frac{289 \times 422 \times 664}{457}$	220	92
„Рогнеда“, 1932 г. . . . .	$\frac{309 \times 429 \times 774}{508}$	280	85
„Астра“, 1934 г. . . . .	$\frac{289 \times 422 \times 664}{457}$	220	92
„Гриневецкий“, 1935 г. . . . .	$\frac{410 \times 662 \times 1024}{711}$	460	68
„Свердловск“, 1939 г. . . . .	$\frac{327 \times 494 \times 764}{508}$	300	—
„Петровск“, 1939 г. . . . .	$\frac{358 \times 570 \times 892}{610}$	—	—
„Сун-Ят-Сен“, 1939 г. . . . .	$\frac{320 \times 495 \times 770}{508}$	280	85



Место поломки	Основная причина поломки
Шейка кривошипа	Нагрев подшипника и поливка его водой
В месте насадки кривошипа	Насадка кривошипа в горячем состоянии и поливка его водой
Под эксцентриком ц. в. д. и излом в ней	Нагрев шейки и эксцентриков и поливка водой
Сломан палец у щеки кривошипа	Насадка пальца в горячем состоянии
За буртиком рамовой шейки	Насадка буртика в горячем состоянии
Средний вал в гнезде для шпонок	Местные напряжения в острых углах шпоночных гнезд
Кривошип правого коленчатого вала	Насадка кривошипа в горячем состоянии
Поломка коленчатого вала в месте посадки кривошипа	Насадка кривошипа в горячем состоянии
Излом в щеке	

«Вал в шейке подшипника цилиндра среднего давления дал две трещины. Перед поломкой грелся валовый подшипник цилиндра среднего давления. При вскрытии гревшегося подшипника был обнаружен излом в шейке подшипника. В 1927 и 1928 годах пароход во льду не работал» (пароход «Камышин», дело об аварии от 24 августа 1928 г.).

«После остановки и осмотра гревшихся подшипников, как валового, как и главного, обнаружен надлом вала в шейке подшипника цилиндра низкого давления. Подшипник, будучи нагрет, заливался водой» (пароход «Илень», акт о поломке в 1928 г.).

«При осмотре оказалось, что излом произошел по старой трещине, которая, возможно, получилась от ударов колеса о бревна и от падения бревен в колеса, что останавливало машины с полного хода во время работы на реке Кокшаге по выводке плотов» (пароход «Астра», акт о поломке в 1934 г.).

«Под шестерней на коленчатом валу была обнаружена сквозная трещина через вал. Материал в месте трещины вполне доброкачественный. Появление трещины на валу не было вызвано никакими толчками извне. Валовые линии, как верхняя, так и нижняя, оказались после проверки вполне правильными. Нажатия со стороны верхней шестерни на нижнюю не было. Материал, пошедший на изготовление вала, был новым» (пароход «Балтиец», дело об аварии 20 июня 1928 г.).

На пароходе «Красин» с машиной тройного расширения, мощностью в 680 и. л. с. при 27 об/мин. сломался вал в шейке под правым кривошипом цилиндра низкого давления. Место излома оказалось в сечении, где могли возникнуть большие температурные перенапряжения. В выписке из акта о поломке опять фигурирует «усталость» металла.

«Вал сломан в шейке под правым кривошипом цилиндра низкого давления. Вал имеет на 40% площади поперечного сечения старый надрыв, расположенный по обе стороны шпонки от кривошипа; по оси вала надрыв проходит вглубь от 30 до 40 мм и имеет вид радиальных трещин, идущих от окружности к центру. При вращении кривошипа после поломки поверхность излома смята. Структура мелкозернистая, с переходом местами в среднезернистую. Раковин и пустот не замечено. Нагрев вала не наблюдалось».

Наиболее вероятной причиной поломки вала следует считать наличие старого надрыва, уменьшившего прочность вала до 40%, а также усталость металла вследствие пятнадцатилетней его работы» (пароход «Красин», акт от 17 октября 1928 г.).

#### **4. Поломки гребных валов с опорой на обносе**

Из 23 аварий гребных валов с опорой на обносе, приведенных в таблице 26, видно, что большинство изломов произошло в месте посадки дисков колесных патронов или в соседних с ними сечениях или у буртиков. Такая закономерность расположения заставляет и здесь искать истинную причину поломок в местных температурных напряжениях, возникших при посадке дисков и буртиков в горячем состоянии, а также при наварке или при электросварке поврежденных деталей. (см. рис. 249 и 250, а также фото изломов на рис. 251, 252 и 253). Однако при составлении технических актов и в этом случае ищут «объективные» причины, что видно из приводимых ниже выписок.

«Вал сломан под местом посадки колесного диска. По всей окружности вала в месте излома заметен слой электросварки металла. Электросварка произведена неудовлетворительно, шов плохо связался с металлом. Непосредственными причинами поломки вала следует считать: 1) надлом прежнего происхождения; 2) несомненная усталость

## Поломки в гребных валах с опорой на обносе

Название судна и год поломки	Данные о машине			Место поломки	Основная причина
	Размеры в мм	Мощ- ность в л. с.	Число оборотов в минуту		
„Рошаль“, 1928 г. . . . .	$\frac{649 \times 1270}{1422}$	580	23	Правый гребной вал между 2-м и 3-м патронами	Насадка патрона в горячем состоянии
„Бриллиант“, 1929 г. . . . .	$\frac{483 \times 1091}{1524}$	500	23	Из буртика между подшипником и кривошипом	Насадка кривошипа в горячем состоянии
„Краснофлотец“, 1929 г. . . . .	$\frac{460 \times 740 \times 1024}{1372}$	640	25	В диске патрона	Насадка диска в горячем состоянии
„Память Войкова“, 1930 г. . . . .	$\frac{673 \times 1346}{982}$	850	20,5	Место насадки колесного диска	Насадка диска в горячем состоянии
„Витебск“, 1930 г. . . . .	$\frac{545 \times 838 \times 1291}{1372}$	650	26	У буртика соединительной муфты	Насадка муфты в горячем состоянии
„Рошаль“, 1931 г. . . . .	$\frac{649 \times 1270}{1422}$	580	23	Около среднего диска, в месте перехода	Температурные напряжения при насадке диска в горячем состоянии и от ударов
„Тбилиси“, 1933 г. . . . .	$\frac{584 \times 1067}{1067}$	430	27	В месте насадки среднего диска	Насадка диска в горячем состоянии
„Харьков“, 1933 г. . . . .	$\frac{551 \times 832 \times 1288}{1372}$	650	24	В месте насадки кривошипа	Насадка кривошипа в горячем состоянии
„Сократ“, 1934 г. . . . .	$\frac{841 \times 1381}{1524}$	750	23	Около колесного диска к стороне борта	Насадка диска в горячем состоянии
„Крым“, 1934 г. . . . .	$\frac{488 \times 940}{914}$	280	31	Шейка бортового колесного подшипника	Насадка упорного кольца в горячем состоянии

Название судна и год поломки	Данные о машине			Место поломки	Основная причина поломки	
	Размеры в мм	Мощ- ность в п. л. с.	Число оборотов в минуту			
„Витебск“,	1933 г. . . . .	$\frac{545 \times 838 \times 1291}{1372}$	650	26	Гребной концевой вал	Насадка дисков в горячем со- стоянии
	1934 г. . . . .	$\frac{545 \times 838 \times 1291}{1372}$	650	26	Левый гребной вал, трещина у шейки	Насадка кривошипа в горячем состоянии
„Орджоникидзе“, 1937 г. . . . .		$\frac{816 \times 1530}{1524}$	800	28	Левый вал под вторым диском	Насадка диска в горячем состоя- нии
„Монгол“, 1938 г. . . . .		$\frac{673 \times 1273}{1420}$	580	—	Под бортовым диском	Насадка диска в горячем состоя- нии
„Совдеп“, 1938 г. . . . .		—	750	—	Под вторым диском	Насадка диска в горячем состоя- нии
„X лет КИМ“, 1938 г. . . . .		$\frac{791 \times 1480}{1372}$	800	—	Левый гребной вал у соедини- тельной муфты между вторым и третьим дисками	Насадка муфты в горячем со- стоянии
„Орджоникидзе“,	1939 г. . . . .	$\frac{816 \times 1530}{1524}$	800	18	Левый гребной вал внутреннего диска	Насадка дисков в горячем со- стоянии
	1940 г. . . . .	$\frac{816 \times 1530}{1524}$	800	28	В районе второго диска	Насадка дисков в горячем со- стоянии
„Иван Папанин“, 1940 г. . . . .		$\frac{543 \times 829 \times 1283}{1372}$	700	—	У места насадки третьего диска	Насадка дисков в горячем со- стоянии
„Казахстан“, 1940 г. . . . .		$\frac{485 \times 962}{1220}$	600	29	В галтели у места насадки ко- лесного диска	Насадка дисков в горячем со- стоянии
„Магнитогорск“, 1940 г. . . . .		—	—	—	У бортового колесного диска	Насадка диска в горячем состоя- нии

металла; 3) неудовлетворительная заварка»... (пароход «Память Войкова», акт от 28 мая 1931 г.).

«Излом вала произошел по шейке по диагонали. Причина поломки — наличие старого излома, который своевременно не был обнаружен в силу того, что место излома закрыто подшипником и упорным коль-

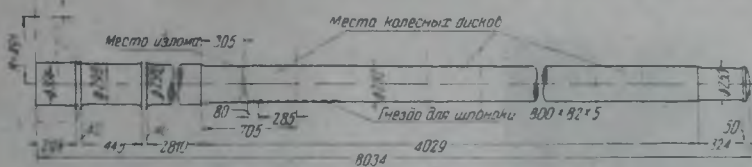


Рис. 287.

цом, надетым на вал в горячем состоянии» (пароход «Крым», акт от 6 июня 1934 г.).

«Вал сломан около колесного диска, к стороне борта, между кожуховыми подшипниками и диском.

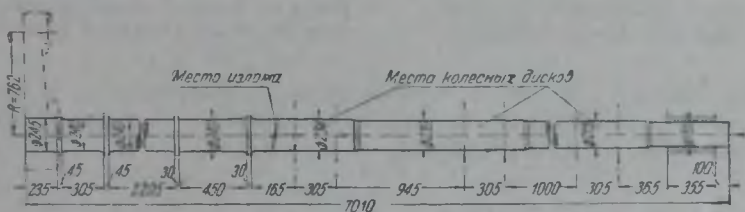


Рис. 288.

«Поломка вала явилась следствием надлома прежнего происхождения. Надлом мог получиться от сильного перенапряжения на скручивание во время ударов колеса о твердые предметы» (пароход «Со-крат», акт от 25 сентября 1934 г.).

«Бортовой (гребной) левый вал сломан между средним и первым дисками в месте перехода. Причину поломки можно видеть в старом надломе и ежегодной работе на ледокольных работах весной и осенью (пароход «Рошаль», акт от 11 июля 1931 г.).

«Излом левого гребного вала произошел у буртика соединительной муфты. Причину поломки вала не удалось выявить, если не считать посадку муфты на вал с прокладками в горячем состоянии и с последующим охлаждением, что могло дать опасные натяжения и начальную трещину» (пароход «Витебск», акт от 4 октября 1936 г.).

«Сломан гребной концевой вал. Вал сломался в месте электросварки. Во время следования парохода ударов колеса о пловучие предметы не было (пароход «Витебск», акт от 26 августа 1936 г.).

«Произведен осмотр аварийного гребного вала. На гребном валу были замечены трещины под кривошипом. Валовой и головной подшипники начали греться дня за четыре до обнаружения трещины. Пред-



Рис. 289. Излом левого гребного вала парохода «Чеченец», происшедший в 1940 году, на шестой день после постановки, вследствие насадки дисков в горячем состоянии.

полагается, что вал сломался от усталости металла и от частой работы парохода во время весенних и осенних ледоходов» (пароход «Харьков», акт от 11 октября 1933 г.).

«Правый вал лопнул между подшипником и кривошипом у самого буртика. На сварке между шейкой и патроном



Рис. 290. Излом бортового вала парохода „Сократ“ вследствие насадки колесного диска в горячем состоянии.



Рис. 291. Излом бортового вала парохода „Чкалов“ из-за насадки колесного диска в горячем состоянии.

оказалась трещина. В месте произведенной электросварки у правого патрона была обнаружена волосная поперечная трещина (пароход «Бриллиант», акт от 9 мая 1929 г.).

### 5. Поломки гребных валов без опоры на обносе

По авариям гребных валов без опоры на обносе были изучены 55 поломок. Данные по этим поломкам приведены в таблице 27. Из

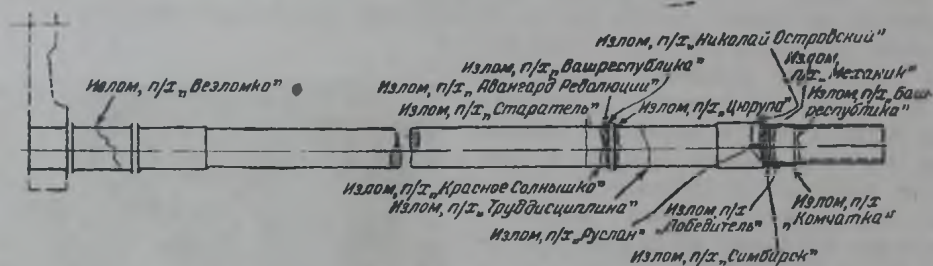


Рис. 292.

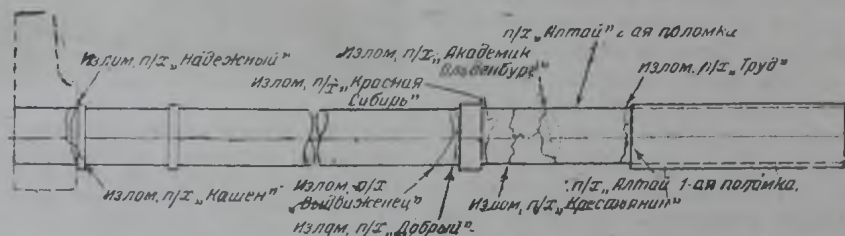


Рис. 293.

этой таблицы и из рис. 292 и 293, где показаны места всех изученных изломов, выявляется та же закономерность, что и в рассмотренных выше типах валов. Большинство изломов падает на места насадок дисков, буртов или на шейки.

## Поломки бортовых валов без опоры на обносе

Название судна и год поломки	Данные о машине			Место поломки	Основная причина поломки
	Размеры в мм	Мощность в и. л. с.	Число оборотов в минуту		
„Везломка“, 1928 г. . .	$\frac{320 \times 420}{770}$	80	36	Шейка кривошипа	Насадка кривошипа в горячем состоянии
„Выдвиженец“, 1928 г. .	$\frac{521 \times 914}{1067}$	320	27	У бурта бортовой шейки	Насадка бурта в горячем состоянии
„Руслан“, 1928 г. . . .	$\frac{771 \times 1427}{1524}$	750	23	В месте насадки колесного патрона	Вторая поломка в бортовой шейке у места насадки буртика в горячем состоянии
„Башреспублика“, 1928 г.	$\frac{375 \times 740}{813}$	200	38	У наружной кромки буртика бортового подшипника	Насадка патрона в горячем состоянии буртика
„Гидроплан“, 1928 г. . .	$\frac{330 \times 610}{812}$	170	48	Около кромки патрона	Электронаварка. Насадка патрона в горячем состоянии
„Старатель“, 1928 г. . .	$\frac{583 \times 1027}{1372}$	500	28	Между наружным подшипником и бортом	Приварка наружной кромки хомутика к буртику, насаженному в горячем состоянии
„Бедиота“, 1928 г. . . .	$\frac{531 \times 940}{1371}$	500	30	Левый бортовой вал	Насадка патрона в горячем состоянии
„Алтай“, 1927 г. . . . .	$\frac{790 \times 1403}{1296}$	750	24	Излом от галтели к центру	Насадка патрона в горячем состоянии
„Николай Островский“, 1929 г. . . . .	$\frac{508 \times 914}{1372}$	500	26	Место насадки колесного патрона	Насадка в горячем состоянии
„Алтай“, 1929 г. . . . .	$\frac{790 \times 1403}{1296}$	750	24	В месте насадки колесного патрона	Насадка в горячем состоянии
„Дикгатура“, 1929 г. . .	$\frac{620 \times 797 \times 1030 \times 1351}{1168}$	620	30	У бортовой шейки	Насадка буртика в горячем состоянии
„Сталинец“, 1929 г. . .	$\frac{791 \times 1480}{1372}$	750	25	В месте насадки патрона	Насадка патрона в горячем состоянии
„Выдвиженец“, 1928 и 1929 г.г. . . . .	$\frac{521 \times 914}{1067}$	320	27	У патрона	Насадка патрона в горячем состоянии

Название судна и год поломки	Данные о машине			Место поломки	Основная причина поломки	
	Размеры в мм	Мощ- ность в и. л. с.	Число оборотов в минуту			
„Добрый“, 1929 г. . . .	$\frac{711 \times 1270}{1524}$	580	22	У кожухового подшипника	Насадка буртика в горячем состоянии	
„Якутец“, 1929 г. . . .	$\frac{416 \times 741}{914}$	190	34	У патрона левого гребного вала	Насадка патрона в горячем состоянии	
„Старатель“, 1929 г. . .	$\frac{583 \times 1027}{1372}$	500	28	У буртика гребного вала	Насадка буртика в горячем состоянии	
„Камчатка“, 1930 г. . . .	$\frac{331 \times 595}{915}$	160	42	Конец вала под колесным патроном	Электронаварка вала под патроном	
„Беднога“, 1930 г. . . .	$\frac{533 \times 940}{1371}$	500	30	Левый бортовой вал	Насадка патрона в горячем состоянии	
„Выдвиженец“, 1930 г. .	$\frac{521 \times 914}{1067}$	320	27	У буртика гребного вала	Электронаварка буртика	
„Авангард Революции“, 1930 г. . . . .	$\frac{819 \times 1524}{1676}$	870	22	Правый гребной вал	Насадка патрона в горячем состоянии	
„Красное солнышко“	1930 г. . . . .	$\frac{410 \times 610 \times 991}{1067}$	320	28	У бурта кожуховой шейки	Наварка буртика
	1930 г. . . . .	$\frac{410 \times 610 \times 991}{1067}$	320	28	Трещины на правом гребном вале у буртика бортовой шейки	Электронаварка буртика
„Победитель“, 1930 г. .	$\frac{588 \times 1174}{1142}$	480	22	Между патроном и буртиком кожуховой шейки	Насадка патрона в горячем состоянии	
„Камчатка“, 1930 г. . .	$\frac{331 \times 595}{915}$	160	42	Под патроном у правого гребного вала	Насадка патрона в горячем состоянии	
„Крестьянин“, 1931 г. .	$\frac{1010 \times 1768}{1524}$	1000	20	Между буртом кожуховой шейки и патроном	Насадка патрона в горячем состоянии и поливка водой	
„Добрый“, 1931 г. . . .	$\frac{711 \times 1270}{1524}$	580	22	У кожухового подшипника со стороны борта	По всей вероятности, насадка буртика в горячем состоянии	
„Авангард Революции“, 1931 г. . . . .	$\frac{819 \times 1524}{1676}$	870	22	1) У буртика кожуховой шейки со стороны борта; 2) под патроном	Электронаварка буртика	



Название судна и год поломки	Данные о машине			Место поломки	Основная причина поломки
	Размеры в мм	Мощность в и. л. с.	Число оборотов в минуту		
„Комбриг Серов“ . . .	$\frac{410 \times 610 \times 991}{1067}$	320	28	У бурта кожуховой шейки	Насадка бурта в горячем состоянии
„Победитель“, 1931 г. . .	$\frac{588 \times 1174}{1142}$	480	22	Между колесным патроном и буртом кожуховой шейки	Насадка патрона в горячем состоянии и поливка водой
„Орел“, 1931 г. . . . .	$\frac{739 \times 1365}{1372}$	640	25	В галтели кожуховой шейки	Наварка буртика
„Крестьянин“, 1933 г. . .	$\frac{1010 \times 1768}{1524}$	1000	20	В кожуховой шейке	Электронаварка буртика в горячем состоянии
„Выдвиженец“, 1931 г. . .	$\frac{521 \times 914}{1067}$	320	27	Поломка гребного вала у буртика	Электронаварка буртика в горячем состоянии
„Красная Сибирь“, 1932 г.	$\frac{457 \times 459 \times 918 \times 1354}{1168}$	600	27	Галтель кожуховой шейки	Насадка буртика в горячем состоянии
„Надежный“, 1932 г. . . .	$\frac{337 \times 680}{762}$	240	50	В месте насадки кривошипа	Насадка кривошипа в горячем состоянии
„Труддисциплина“, 1933 г. . . . .	$\frac{497 \times 971}{838}$	280	26	Шейка бортового подшипника	Электронаварка
„Академик Ольденбург“	$\frac{775 \times 1577}{1524}$	1000	30	В бортовой шейке	Трудно установить
„Кашен“ . . . . .	$\frac{840 \times 1474}{1142}$	750	25	В месте насадки кривошипа	Насадка кривошипа в горячем состоянии и поливка его водой
„Алтай“, 1934 г. . . . .	$\frac{790 \times 1403}{1296}$	730	24	По середине шейки	Насадка патрона в горячем состоянии
„Астроном“, 1934 г. . . .	$\frac{752 \times 1230}{1503}$	560	20	Трещина на левом гребном валу	Насадка кривошипа в горячем состоянии
„Мурманск“, 1934 г. . . .	$\frac{768 \times 1425}{1524}$	750	22	Галтель шейки левого гребного вала	Нагрев подшипника и поливка водой
„Цюрупа“, 1934 г. . . . .	$\frac{547 \times 1012}{1220}$	400	26	У патрона между бураками	Насадка патронов в горячем состоянии

Название судна и год поломки	Данные о машине			Место поломки	Основная причина поломки
	Размеры в мм	Мощность в и. л. с.	Число оборотов в минуту		
„Труд“, 1934 г. . . .	$\frac{418 \times 635 \times 964}{914}$	300	30	В бортовой шейке около галтели	Насадка буртика в горячем состоянии
„Механик“, 1934 г. . .	$\frac{308 \times 562}{760}$	140	41	У ступицы колесного патрона	Электронаварка конца вала под патрон
„Камиль Якупов“, 1934 г.	$\frac{398 \times 710}{812}$	212	42	У патрона	Насадка патрона в горячем состоянии
„Симбирск“ . . . . .	$\frac{323 \times 635}{812}$	166	48	У втулки колесного патрона	Насадка патрона в горячем состоянии
„Иртыш“, 1935 г. . . .	$\frac{450 \times 660 \times 1148}{1220}$	440	—	Поломка левого гребного вала	Насадка патрона в горячем состоянии
„8-е марта“, 1938 г. . .	$\frac{455 \times 840}{914}$	300	37	Правый гребной вал забортовой шейки	Плохое качество материала
„Память Кузнецова“, 1939 г. . . . .	$\frac{445 \times 787 \times 1215}{1372 \times 1575}$	400	27	Правый гребной вал	
„Орел“, 1939 г. . . . .	$\frac{739 \times 1365}{1372}$	620	25	Излом гребного вала. Был перекос валовой линии, после чего наблюдался сильный нагрев подшипника; производилась поливка водой подшипника	Поливка водой
„Красин“, 1939 г. . . .	$\frac{490 \times 800 \times 1220}{1372}$	700	27	Поломка левого гребного вала	
„Казахстан“, 1939 г. . .	$\frac{485 \times 962}{1220}$	600	32	Между дисками левого гребного вала	Насадка дисков в горячем состоянии
„8-е марта“, 1939 г. . .	$\frac{455 \times 840}{914}$	300	37	Левый гребной вал	Насадка патрона в горячем состоянии
„Диктатура“, 1940 г. . .	$\frac{620 \times 796 \times 1030}{1352}$	400	30	Гребной вал	
„Моряк Матюшенко“, 1940 г. . . . .	$\frac{439 \times 824 \times 1190}{1370 \times 1570}$	400	32	Правый гребной вал	
„Сибиряк“, 1940 г. . . .	$\frac{590 \times 1180}{1420}$	440	23	У патрона	Насадка патрона в горячем состоянии

В приводимых ниже выписках из актов об этих авариях выделены те места, где имеются упоминания о наварке, сварке, горячей насадке.

«Произведен осмотр сломанного левого бортового (гребного) вала. Оказалось, что сломан конец, на который насаживается колесный патрон. Буртик бортовой шейки при обточке подрезан в угол без галтели. Металл в изломе удовлетворительный» (пароход «Николай Островский», акт от 27 января 1928 г.).

«Излом вала имеет три вида: один — старый надлом на 25—30% общей площади поперечного сечения вала, второй — более позднего происхождения, до 40% общей площади и третий — свежий излом. Причиной поломки вала считаем старый надлом вала, полученный при работе парохода во льду весной 1928 года» (пароход «Николай Островский», акт от 25 июля 1928 г.).

«Сломан левый бортовой (гребной) вал. В месте излома вала заметны два старых надлома. Материал вала в месте излома, судя по наружному виду, удовлетворительный. Причина поломки вала — наличие старых надломов, появление которых было вызвано работой парохода во льду» (пароход «Выдвиженец», акт от 1928 года).

«Сломан левый гребной вал парохода. Имеется трещина давнего происхождения, 88 мм по линии диаметра. Причина появления старой трещины может быть отнесена к тому, что рубашка была надета при краснокальном нагреве, причем при обточке рубашки сделали галтель у тела вала радиусом всего лишь 4 мм» (пароход «Руслан», акт от 14 мая 1928 г.).

«Произвели осмотр поломанного левого гребного вала. При осмотре оказалось: около бурта рамовой шейки на месте посадки эксцентриков имеется трещина, идущая поперек вала на  $\frac{2}{3}$  окружности с расщеплением до 1,5 мм. Затем обнаружена вторая трещина — у бурта кожухового подшипника, к стороне борта, у подреза буртика, по длине более половины окружности; кроме того, на месте посадки патрона имеются четыре косые трещины разной длины и в разных направлениях. Был нагрев подшипника, причем нагретый подшипник заливался водой» (пароход «Добрый», акт от 25 августа 1931 г.).

«Излом правого гребного вала произошел у буртика кожуховой шейки, к стороне борта. Поверхность излома 35% площади свежего надлома и 65% площади сечения вала гладкая, потемневшая от времени.

С 1928 года на пароходе начинают появляться ненормальности в работе гребных валов. Так, в 1929 году в левом валу была замечена трещина с торца под местом посадки патрона. В 1930 году сломался правый гребной вал. Зимой 1930/31 года после тщательного осмотра левого вала обнаружены дополнительные трещины. Вал был заменен новым. Наконец, в 1931 году вновь сломался правый гребной вал.

Участившиеся ежегодные поломки валов дают право предполагать, что с постановкой железных плит значительно увеличилась нагрузка на вал; кроме того, пароход почти ежегодно пускался в работу во льду» (пароход «Авангард революции», акт от 22 августа 1931 г.).

«Сломан правый гребной бортовой вал. Излом произошел от наружной кромки насаженного в горячем состоянии буртика бортового подшипника на стороне, обращенной к корпусу» (пароход «Башресублика», акт от 4 октября 1924 г.).

«Произошла поломка левого гребного вала около кромки патрона, на месте старой электросварки.

Весной 1929 года во льду пароход совершенно не работал» (пароход «Гидроплан», дело об аварии от 5 июня 1928 г.).

Сломан правый гребной вал. Зимой 1929/30 года в Балаковском затоне конец правого гребного вала под патроном был обварен электросваркой» (пароход «Камчатка», акт от 29 июня 1930 г.).

«Сломан левый гребной вал. Конец вала зимой 1929/30 года при капитальном ремонте в Балаковских мастерских был обварен электросваркой для посадки ослабевшего патрона» (пароход «Камчатка», акт от 9 сентября 1930 г.).

«Сломан левый гребной вал между наружным подшипником и бортом корпуса судна. Весной 1928 года наружная кромка хомута (к борту) была приварена электросваркой, так как и самый хомут ослаб и имел движение на валу» (пароход «Старатель», акт от 1 ноября 1928 г.).

«Сломан правый гребной вал у ступицы колесного патрона. Диаметр вала — от 130 до 145 мм. Зимой 1933/34 года на указанном валу патрон пересаживался, так как был слаб. Место насадки патрона на валу обваривалось электросваркой. Отжиг и осмотра в горячем состоянии не производилось» (пароход «Механик», акт от 23 июля 1933 г.).

«Сломан левый бортовой вал у патрона. Пароход систематически работал во льду» (пароход «Камиль Якупов», акт от 17 апреля 1934 г.).

«Сломались правый гребной вал в галтели кожуховой шейки. Осенью 1931 года пароходу пришлось работать во льду» (пароход «Красная Сибирь», акт от 27 сентября 1932 г.).



Рис. 294. Излом гребного вала в месте насадки колесного патрона.

«Получилась трещина по окружности правого гребного вала. Зимой 1927/28 года вал был сварен электросваркой» (пароход «Ганнибал», дело об аварии от 29 августа 1928 г.).

«Свернут гребной вал у патрона между бураками. На гребной вал 17 января были надеты в горячем состоянии два «бурака» шириной каждый по 120 мм (выписка из акта о поломке от 5 июня 1934 г.).

На рис. 294—300 приведены фотографии изломов бортовых валов без опоры на обносе.

## 6. Поломки гребных валов пароходов с приводными машинами

По этой категории валов был рассмотрен материал 27 аварий, сведенный в таблицу 28.

На рис. 301 как по авариям, вошедшим в таблицу 28, так и по части других аварий показаны места изломов и трещин. Как и в валах с опорой и без опоры на обносе, большинство изломов валов происходит в местах, где по той или иной причине могут возникнуть температурные напряжения. В ряде актов на это имеются прямые указания, но и в этих случаях причины поломок не объясняются напряжениями, возникшими от нагрева, сварки или наварки.

Ниже приведен ряд характерных мест из актов по этим авариям.

«Сломан гребной вал у борта кожухового подшипника со стороны, прилегающей к борту. В месте излома обнаружены бывшие ранее две трещины по окружности вала, одна против другой, площадью около



Рис. 295. Излом бортового вала парохода „Симбирск“.



Рис. 296. Излом патрона бортового вала парохода „Менделеев“.



Рис. 297. Излом вала парохода „Петровск“.



Рис. 298. Излом бортового вала парохода „Узбекистан“, происшедший в месте насадки колесного патрона.



Рис. 299. Излом гребного вала парохода „Яхонт“.



Рис. 300. Излом бортового вала парохода „Баян“ вследствие насадки буртика в горячем состоянии.

## Поломки бортовых валов пароходов с приводными машинами

Название судна и год поломки	Данные о машине			Место поломки	Основная причина поломки
	Размеры в мм	Индикаторная мощность л. с.	Число об/мин.		
„Пион“, 1927 г.	299×420×563	220	92	Левый гребной вал	Излом бортового подшипника
„Активист“	457	460	72	В галтели у насадочного бурта кожуховой шейки	Насадка бурта в горячем состоянии
	409×643×1018				
„Нептун“ 1928 г.	712	280	85	В месте насадки патрона	Насадка патрона в горячем состоянии
	321×495×774				
„Пальма“, 1928 г.	508	220	92	В бортовой шейке у насадочного бурта	Насадка бурта в горячем состоянии
	288×425×665				
„Пересвет“, 1928 г.	457	280	80	В шейке бортового подшипника по галтели к борту	Электрозаварка канавки
	360×460×750				
„Сакко“	520	220	93	Между кожуховой шейкой и патроном, а также в патроне	Насадка патрона в горячем состоянии
	284×422×622				
„Эльтон“, 1928 г.	455	500	72	В шейке бортового подшипника	Насадка бурта в горячем состоянии
	458×720×1120				
„Баян“, 1928 г.	610	280	85	У галтели шейки патронного подшипника	Электрозаварка бурта
	320×495×770				
„Ванцетти“, 1928 г.	508	220	92	Свернут правый гребной вал у патрона	Насадка патрона в горячем состоянии
	286×426×680				
„Левкой“, 1928 г.	457	460	72	Под муфтой около бортового подшипника	Электрозаварка бурта
	409×643×1018				
„Трудящийся“, 1928 г.	712	280	90	Поломка левого гребного вала	Электронаварка бурта
	325×490×768				
„Гриневецкий“, 1929 г.	508	460	68	В месте посадки патрона	Насадка патрона в горячем состоянии
	410×662×1024				
„Лилия“, 1929 г.	711	220	92	Гребной вал	Насадка патрона в горячем состоянии
	280×420×667				
„Сирень“, 1929 г.	457	460	68	Гребной вал	Насадка патрона в горячем состоянии
	411×635×1022				
„Эльтон“ 1927 г.	711	600	72	Гребной вал	Насадка патрона в горячем состоянии
	458×720×1120				
„Левкой“, 1930 г.	610	460	72	В шейке бортового подшипника	Электронаварка бурта
	409×643×1018				
	712			В галтели левого гребного вала	Электронаварка бурта

Название судна и год поломки	Данные о машине			Место поломки	Основная причина поломки
	Размеры в мм	Индикаторная мощность л. с.	Число об./мин.		
„Фиалка“, 1930 г.	284×422×622 455	220	93	Между кожуховой шейкой и патроном Левый гребной вал	Насадка патрона в горячем состоянии
„Батум“, 1930 г.	318×488×769 568	280	85		
„Гриневецкий“, 1931 г.	410×662×1024 711	460	68	В месте посадки патрона	Насадка патрона в горячем состоянии
	„Мологовец“, 1931 г.				

8% поперечного сечения вала. Непосредственной причиной поломки вала явились его надлом старого происхождения и перерождение металла» (пароход «Активист», акт от 10 августа 1928 г.).

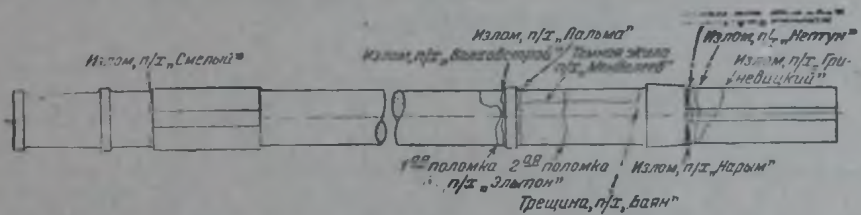


Рис. 301.

«Вал сломан в галтели у насадочного бурта кожуховой шейки к бурту.

Вал был поставлен мастерскими им. Ленина летом 1928 года взамен сломанного из старых запасных валов. Так как бурты кожуховой шейки размером в диаметре не подходили, то насадили кольца в горячем состоянии размером 30 × 60 мм и с наружной стороны от шейки заварили их электродами к валу формой галтели» (пароход «Активист», акт от 11 мая 1930 г.).

«Вал сломан в шейке бортового подшипника по галтели к бурту. В зимний ремонт 1927/28 года вал в шейке был нагрет и в нагретом состоянии выправлен на станке. Во время проточки шейки была замечена трещина по галтели. Для установления глубины ее было произведено углубление резцом по трещине, и на глубине 5 мм след трещины пропал, канавка углубления была заварена электросваркой и зачищена на станке» (пароход «Пересвет», акт от 11 июня 1928 г.).

«Вал сломан между кожуховой шейкой и патроном, имеет в месте излома диаметр в 162 мм. Излом неровный, со следами скручивания. В месте излома обнаружен прежний надлом до 20% всей площади поперечного сечения вала.

Первоначальный излом вала имел место под ступицей патрона» (пароход «Сакко», акт от 29 августа 1930 г.).

«Сломался вал в левом колесе. Облом произошел между упорным подшипником и патроном в конце электросварки, которая была наварена для утолщения шейки вала для патрона» (пароход «Царицын», акт от 28 июня 1933 г.).

«Излом левого гребного вала произошел около галтели шейки патронного подшипника и представляет собой правильную линию поперек вала.

Излом произошел на месте электросварки, которая производилась в Звениговском затоне зимой 1927/28 года» (пароход «Баян», акт от 21 июня 1928 г.).

## 7. Поломки головных пальцев

По поломкам головных пальцев изучены акты 23 аварий. Сведения по этим поломкам приведены в таблице 29.

Причинами поломки пальцев, как и большинства других деталей, являются: во-первых, постановка пальцев в нагретый кривошип с охлаждением при посадке водой, что вызывает в момент самой посадки трещины в пальцах, и, во-вторых, поливка нагретых пальцев во время работы водой. Эти выводы подтверждаются выписками из актов о поломке пальцев.

Таблица 29

Поломки головных пальцев

Название судна и год поломки	Данные о машине			Место поломки	Основная причина поломки
	Размеры в мм	Индикаторная мощн. л. с.	Число об/мин.		
„Батуми“, 1928 г.	318×488×769	280	85	У кривошипа среднего вала	Насадка в горячем состоянии
„Юрист“, 1929 г.	508 829×1524	580	—		
„Иртыш“, 1930 г.	459×660	440	—	В кривошипе гребного вала	Поливка нагретой мотылевой шейки
„Могучий“, 1930 г.	490×970	560	—	В кривошипе среднего вала	Насадка в горячем состоянии
„Рогнеда“, 1930 г.	309×429×774	280	85	У кривошипа бортового вала	Поливка водой нагретого мотылевого подшипника
	508				
„Сократ“, 1930 г.	841×1381	750	23	У кривошипа среднего вала	Постановка пальца при нагретом кривошипе
	1524				
„Витебск“, 1931 г.	545×838×1291	650	26	У кривошипа среднего вала	Заливка нагретого пальца водой
„Автогигант“	1372	500	27	У кривошипа	Насадка в горячем состоянии
„Менделеев“	458×714×1113	580	25	В кривошипе	Насадка в горячем состоянии
	610				
„Сибиряк“	584×1168	440	23	В шаровом сцеплении	Поливка нагретого пальца водой
	1421				



Название судна и год поломки	Данные о машине			Место поломки	Основная причина поломки
	Размеры в мм	Индикаторная мощн. л. с.	Число об/мин.		
„Новосибирск“, 1935 г.	$412 \times 771$ 914	230	—	Головной палец ц. и. д.	
„Ланцуцкий“, 1935 г.	$541 \times 826 \times 1292$ 1372	650	30	Головной палец ц. и. д.	
„Автозавод“, 1935 г.	—	100	—	Головной палец ц. и. д.	
„Совхозница“, 1936 г.	$280 \times 425 \times 667$ 458	230	—	Головной палец ц. с. д.	
„Краснофлотец“, 1937 г.	$460 \times 740 \times 1024$ 1372	640	25	Головной палец ц. в. д.	
„Добрый“, 1938 г.	$711 \times 1219$ 1524	580	—	Шарообразная соединительная скоба головного пальца	
„Сибиряк“, 1939 г.	$584 \times 1168$ 1421	440	23	Головной палец ц. в. д.	
„Туруханск“, 1939 г.	—	300	—	Головной палец ц. с. д. в конусе	
„Свердловск“, 1939 г.	$324 \times 494 \times 764$ 508	300	85	Головной палец среднего кривошипа	
„Добрый“, 1939 г.	$711 \times 1219$ 1421	580	—	Обрыв головного пальца	
„Гриневецкий“, 1933 г.	$410 \times 662 \times 1024$ 711	460	68	У кривошипа среднего вала	Постановка пальца при нагретом кривошипе
„Кашен“, 1920 г.	$840 \times 1474$ 1142	760	25	Головной палец ц. и. д. был посажен в горячем состоянии; до поломки палец грелся и его поливали водой	
„Красный ключ“, 1940 г.	$473 \times 886$ 914	260	27	Головной палец ц. в. д.	
„Радист Кренкель“, 1940 г.	$310 \times 610$ 534	120	—	Головной палец ц. и. д.	

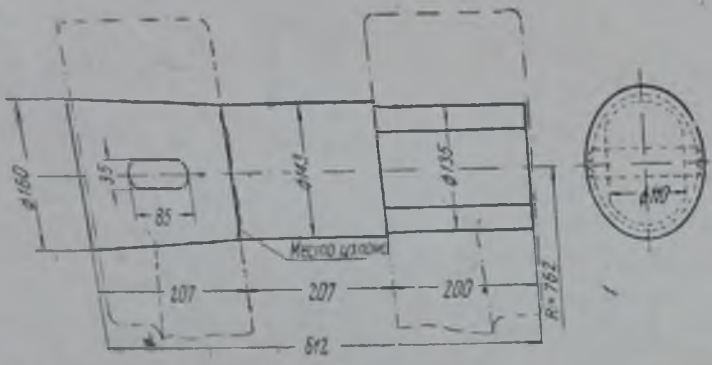


Рис. 302.

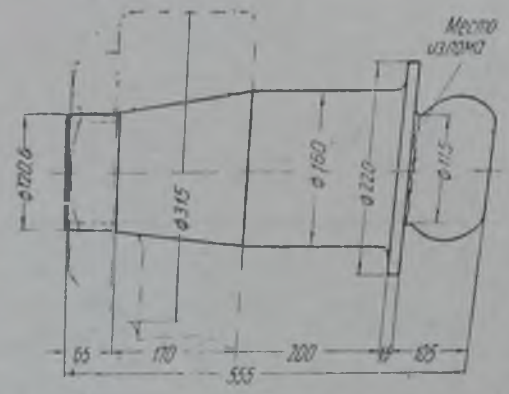


Рис. 303.



Рис. 304. Излом головного пальца ц. с. д. парохода „Лев“.



Рис. 305. Излом головного пальца парохода „Сибиряк“.

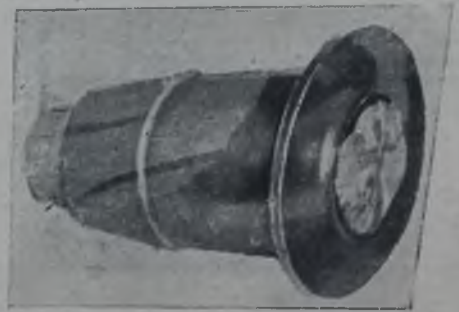


Рис. 306. Излом головного пальца парохода „Сибиряк“.

«Поломан палец правого кривошипа (рис. 302). Поломанный палец был поставлен в мае 1930 года вместо сломанного. В июне палец был проточен и поставлен с подогреванием кривошипа и с последующим охлаждением» (выписка из акта о поломке парохода «Могучий» от 29 сентября 1929 г.).

«Было замечено нагревание головного пальца цилиндра высокого давления. Был убавлен ход и приступлено к охлаждению пальца путем заливки. Охлаждение результата не дало. Был вскрыт головной подшипник и выяснено, что сломался палец в конусе» (выписка из акта об аварии пальца парохода «Витебск» от 11 сентября 1931 г.). Кроме того, поломка пальцев происходит из-за добавочных напряжений, вызываемых неправильной укладкой вала и устранением возможности игры в сухарях. В акте от 11 августа 1932 г. о поломке пальца парохода «Рогнеда» сказано: «Сломан палец у щеки кривошипа правого вала. Палец ломается в этом году второй раз. Имеющиеся в кривошипе бортового (гребного) вала сухари были забиты кувалдой».



Рис. 307. Излом шарового соединения кривошипа ц. в. д. с бортовым валом.

На рис. 304—307 показаны фотоснимки ряда поломанных пальцев.

## 8. Поломки кривошипов

Поломки кривошипов наблюдаются сравнительно редко. Чаше насадка кривошипов на валы или головные пальцы вызывает излом последних вследствие резкого перепада тепла по толще деталей.

Поломки валов и пальцев происходят чаще, чем поломки кривошипов вследствие того, что толщина вала и пальца значительно больше толщины тела кривошипа, а напряжения, вызываемые температурным перепадом, прямо пропорциональны квадрату толщины тела.

Но и самые кривошипы, имея меньшую по сравнению с валами и пальцами толщину, испытывают значительные температурные напряжения при насадках в горячем состоянии, что также служит основной причиной их поломок и образования в них трещин.

По поломкам кривошипов было изучено до десяти аварий на пароходах «Сталинец», «Кузнец», «Инженер-технолог», «Ислям», «Ванцетти» и др.

В актах по этим авариям имеются указания только на трещины старого происхождения или на разверку валовой линии.

## 9. Поломки гребных валов винтовых судов

Поломки гребных валов винтовых судов наблюдаются очень часто. Данные по девяти поломкам гребных валов сведены в таблицу 30. Основная причина и здесь ясна: температурные напряжения, возникающие вследствие резкого перепада тепла по толще вала, что имело место при электронаварках шеек валов, лежащих в дейдвудных втулках, при электронаварке буртиков и поливке нагретых валов водой.

Из актов о поломках валов видно следующее.

«Осмотрен оставшийся конец левого гребного вала. Шейка гребного вала, находящаяся в дейдвудной втулке, была наварена электро-

## Поломки гребных валов винтовых судов

Название судна и год поломки	Данные о машине				Место поломки	Причина поломки
	Размеры в мм	Число машин	Индикаторная мощн. л. с.	Число об/мин.		
„Бурят“, 1928 г.	310×540	1	300	145	У насадки винта	Электронаварка дейдвудной шейки
	400					
„Борец за свободу“, 1928 г.	245×458	2	195	160	Погнут вал	Удар винтом
	496					
„Революционерка“, 1928 г.	265×520	1	—	180	В упорном подшипнике	Поливка нагретого подшипника водой
	496					
„Хозар“, 1928 г.	299×547	2	300	145	1) У насадки винта, 2) в упорном подшипнике	Электронаварка вала дейдвудной шейки и упорного подшипника
	370					
„Цыган“, 1929 г.	197×381	2	—	200	У насадки винта	По всей вероятности, электронаварка
	317					
„Нильс“, 1929 г.	390×768	1	250	150	В кольцевой шейке	Нагрев и охлаждение водой
	381					
„Пятнадцатый“, 1929 г.	229×458	2	—	150	У насадки винта	По всей вероятности, электронаварка шейки вала в дейдвудной трубе
	280					
„Пламя“, 1930 г.	222×349	2	—	180	По целому месту	Электрообварка шейки вала
	254					
„Хозар“, 1930 г.	299×547	2	300	145	В дейдвудной втулке, у конуса, где насажен винт	Удар
	370					
„Печенег“, 1931 г.	310×540	1	300	145	У муфты	Нагрев вала и поливка водой
	400					
„Бурят“, 1934 г.	310×540	1	300	145	По шейке вала в дейдвудной трубе	Удар о подводный предмет
	400					
„Большевичка“, 1936 г.	—	—	—	—	В дейдвудной втулке у конуса	Удар винтом
„б/х № 12“, 1936 г.	—	—	140	—	В дейдвудной втулке у конуса	Удар о подводный предмет
„Окарь 12“, 1938 г.	285×533	2	320	145	В дейдвудной втулке у конуса	Удар о подводный предмет
	305					

Название судна и год поломки	Данные о машине				Место поломки	Причина поломки
	Размеры в мм	Число машин	Индикаторная мощн. л. с.	Число об/мин.		
„Колхозница“, 1938 г.	229×458 279	2	180	140	В дейдвудной втулке у конуса	Удар о подводный предмет
„2-я пятилетка“, 1939 г.	—	2	120	—	В дейдвудной втулке у конуса	Удар о подводный предмет
„Атенст“, 1940 г.	—	2	—	—	Поломка вала в месте старого надлома, заваренного электросваркой	Удар о подводный предмет
„Газоход № 53“, 1940 г.	—	—	60	—	У наружной части дейдвудной втулки была произведена наварка шейки	Электронаварка

сваркой (рис. 308). Гребной винт исправляли путем нагрева, причем шейка была вновь наварена электросваркой» (выписка из акта от 6 октября 1934 г. о поломке гребного вала парохода «Бурят»).

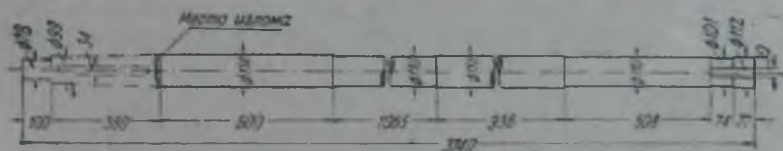


Рис. 308

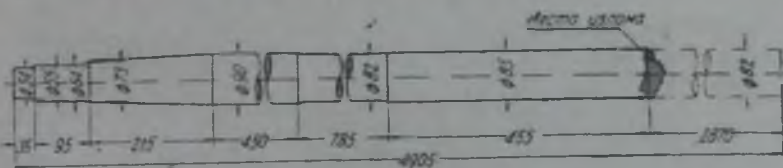


Рис. 309.

«Сломан правый гребной вал (рис. 309). Вал имел наварку конца горячим способом. Шейка вала близ излома была обварена электросваркой. Излом произошел у сальника дейдвуда» (выписка из акта от 9 сентября 1930 г. о поломке гребного вала парохода «Пламя»).

«При осмотре обнаружено, что вал сломан во втулке. При постановке в док оказалось, что вал имеет наварку в самом месте перелома во втулке; заметна старая трещина на 50%



## Поломки шатунов

Название судна и год поломки	Данные о машине			Место поломки	Основная причина поломки
	Размеры в мм	Индикаторн. мощн., л. с.	Число об/мин.		
„Монгол“, 1930 г.	640×1273	580	—	Шатун ц. в. д. Трещина в вилке	Нагрев подшипника
	1420				
„Благовест“, 1930 г.	316×495×765	280	85	Излом около вилки	
	508				
„Память Воровского“, 1931 г.	727×1130	500	—	Шатун ц. в. д. у развилки крейскопфных подшипников	
	1420				
„Красная Сибирь“, 1933 г.	457×469×918×1754	600	27	Шатун ц. в. д. и ц. с. д. у головки	Нагрев подшипника и охлаждение водой
	1168				
„Гвоздика“, 1933 г.	514×764×1200	560	27	Шатун ц. в. д. на месте головки подшипника	Нерациональная правка шатуна в горячем состоянии
	1372				
„Соревнование“, 1933 г.	571×1141	600	—	Шатун п. и. д. у развилки	Нерациональная конструкция
	1500				
„Плеханов“, 1938 г.	310×485×760	280	30	Излом шатуна	Электронаварка
	508				
„Уральск“, 1939 г.	470×846	280	36	Излом по всей окружности веретена шатуна в месте электронаварки	
	813				
„Красная Чувашия“, 1939 г.	310×610	120	—	Трещина в яблоке шатуна. Шатун правился в горячем состоянии	
	534				
„Уральск“, 1939 г.	470×846	280	36	Трещина в яблоке шатуна (развалился при разборке)	
	813				
„Радист Кренкель“, 1940 г.	310×610	120	—	Трещина в яблоке шатуна. Шатун правился в горячем состоянии	
	534				
„15 лет ВУК ОГПУ“, 1940 г.		140	—	Излом в месте яблока; в этом месте шатун правился в горячем состоянии несколько раз без термообработки	
	497×971				
„Трудисциплина“, 1940 г.		280	26	Излом шатуна в утолщенной части головки шатуна	Нагрев мотыльового подшипника
	838				

Название судна и год поломки	Данные о машине			Место поломки	Основная причина поломки
	Размеры в мм	Индикаторн. мощн., л. с.	Число об/мин.		
„8-е Марта“	455×840	300	37	Трещина в головке шатуна	Нагрев мотылевого подшипника
	914				
„Ванцетти“, 1933 г.	280×426×680	220	92	Ослаб кривошип коленчатого вала	
	457				
„Левкой“, 1933 г.	409×643×1018	460	72	Повреждение шейки гребного вала	Электронаварка
	712				
„Эльтон“, 1933 г.	458×720×1120	600	72	Левый гребной вал в выемке фальца у подушки	Электронаварка буртика
	610				
„Нарым“, 1933 г.	333×498×773	280	85	Левый гребной вал был электрообварен под патроном	Электронаварка
	508				
„Нарым“, 1933 г.	333×498×773	280	85	В месте насадки колесного патрона	Насадка патрона в горячем состоянии
	508				
„Волховстрой“, 1933 г.	650×1226	900	46	У буртика подушки	Насадка буртика в горячем состоянии
	1067				
„Пеликан“, 1939 г.	318×491×763	280	110	В патроне правого колеса	Насадка патрона в горячем состоянии
	508				

9 января 1929 г. В месте излома по середине полосы электросварки шириной от 15 до 30 см также видны следы излома раннего происхождения до 70% и свежего излома до 30%. Во время поломки никаких ударов в колесах не было, но в предыдущие рейсы в колеса попадали бревна, почему и были погнуты пять железных плит» (пароход «Красная Сибирь», акт от 1 августа 1933 г.).

«Шатун сломан на месте галтели, у развилки крейцкопфных подшипников. Диаметр в месте излома — 135 мм. При просмотре излома обнаружен надлом давнего происхождения до 15% общей площади сечения; от него излом распространился далее дополнительно до 25%, который имеет вид недавнего происхождения; остальная поверхность в 60% имеет свежий излом. Структура металла в свежем изломе мелкозернистая с частичным переходом в среднезернистость.

Причина поломки шатуна — надлом прежнего происхождения, чем была нарушена его прочность. Прежний надлом мог получиться благодаря конструктивному недостатку: развилки шатунов расположены несимметрично оси шатуна» (рис. 310) (пароход «Памяти Воровского», акт от 9 августа 1931 г.).

«Оборвало шатун цилиндра высокого давления на месте головки подшипника. Обрыв произошел моментально (машина работала полным ходом). Обрыв шатуна произошел по следующим причинам: цилиндры высокого и среднего давления растачивались четыре раза, поэтому мощность машин увеличилась. Поставлены железные плиты взамен де-



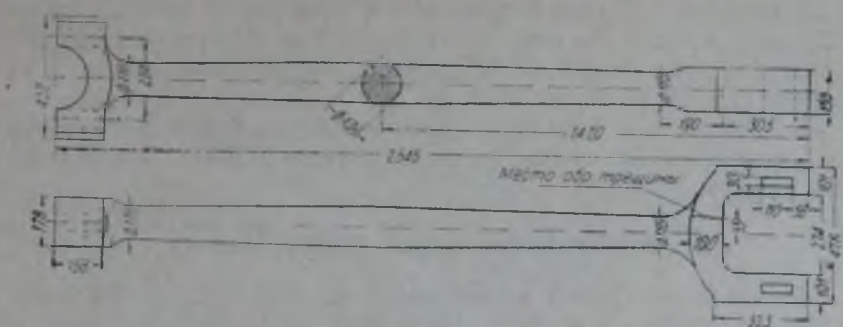


Рис. 312.

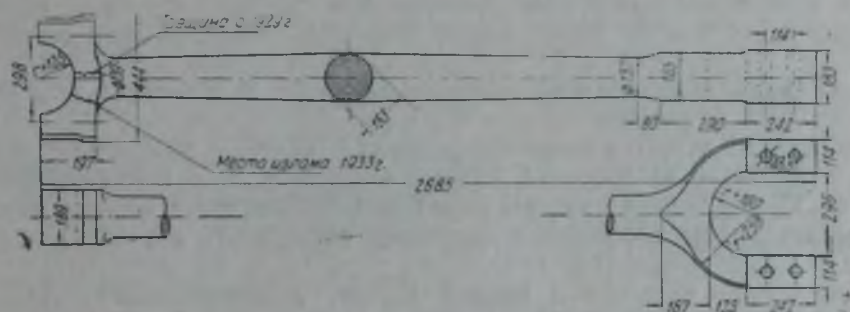


Рис. 313.



Рис. 314. Трещины в головках шатунов из-за распора нагретыми подшипниками.



Рис. 315. Излом шатуна машины парохода „Плесанов“.



Рис. 316. Излом шатуна машины шхуны „Русь“.

ревянных. Во время поломки среднего машинного вала шатун был погнут и на месте обрыва правился в горячем состоянии под паровым молотом, отчего на нем остались следы молота, затем шатун вторично правился, также в горячем состоянии домкратом» (пароход «Гвоздика», акт от 20 июня 1933 г.).

На рис. 314, 315 и 316 даны фотоснимки шатунов с трещинами в головках и изломы по середине тела шатуна у парохода «Плеханов» и шхуны «Русь».

## 11. Поломки поперечин (крейцкопфов)

По поломкам поперечин исследовано восемь аварий. Во всех случаях излом произошел в шейках. Акты об этих авариях не дают ответа на вопрос о причинах поломок, но знакомство с эксплуатацией судовых речных машин позволяет предполагать, что причиной их была поливка нагретых шеек водой, вызывающая большие температурные напряжения.

Ниже приведены краткие выписки из актов и эскизы с указанием места излома поперечин.

«Обнаружено, что излом произошел у галтели вследствие нагревания параллели. Положение излома — наклонное к оси поперечины. Диаметр шейки в месте излома — 117 мм. Поверхность излома ровная, с мелкозернистым строением» (пароход «Могучий», акт от 9 ноября 1931 г.).

«Поперечина сломана в правой шейке. Диаметр излома 115 мм (рис. 317). Шейки поперечины и параллели работали чисто; следов за-

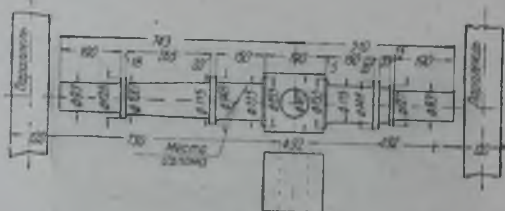


Рис. 317.

диров и нагрева не обнаружено. Причиной поломки поперечины является несимметричное приложение нагрузки» (пароход «Восьмое марта», акт от 26 сентября 1934 г.).

«Сломана поперечина, причем обнаружена старая трещина, достигающая до 80% общей площади поперечного сечения» (пароход «Разведчик», акт от 1 августа 1933 г.).

На рис. 318 приведен эскиз поломанной поперечины парохода «Буревестник», а на рис. 319—323 показаны фотоснимки сломавшихся поперечин пароходов «Плес», «Щедрин», «Соревнование», «Реконструкция».

## 12. Поломки валов землечерпательных машин и поломки штоков

У землечерпательных машин наиболее часто имеют место поломки валов барабанов. Причиной поломок этих валов является неумелая посадка на валы барабанов и втулок в горячем состоянии.

В главе о температурных напряжениях приведен ряд снимков поломанных валов по указанной причине; из-за неправильной термообработки и неумелого ухода при эксплуатации получились изломы и у при-

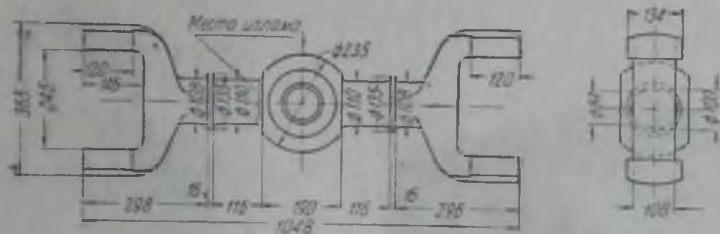


Рис. 318.



Рис. 319. Поперечник машины парохода „Плес“, сломавшийся в 1940 году.



Рис. 320. Излом поперечника ц. н. д. машины парохода „Щедрин“.



Рис. 321. Излом соединительной скобы парохода „Соревнование“.



Рис. 322. Поперечник машины парохода „Реконструкция“, сломавшийся в 1938 году.



Рис. 323. Поперечник машины парохода „Механик“, сломавшийся в 1940 году.



Рис. 324. Излом вала рефулерной зем-  
машины „Волжская“.



Рис. 325. Излом вала кранопо-  
воротной машины землечерпа-  
тельницы „Волжская 20“.



Рис. 326. Излом вала кранопо-  
воротной машины землечерпа-  
тельницы „Волжская 29“.



Рис. 327. Излом штока машины  
парохода „Кузнец“



Рис. 328. Шток машины парохода „Дель-  
фин“, сломавшийся в 1938 году.



Рис. 329. Излом штока машины  
парохода „Дельфин“.

водимых на рис. 324, 325 и 326 валов землечерпательных машин «Волжская», «Волжская 20» и «Волжская 29».

На рис. 327, 328 и 329 даны фотоснимки изломов штоков, причем весьма характерной является поломка штока парохода «Дельфин», получившаяся не в месте нарезки, а в наиболее утолщенном сечении, что могло произойти от больших напряжений температурного порядка во время изготовления штока.

## Глава X

### ТЕМПЕРАТУРНЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ—ОСНОВНАЯ ПРИЧИНА ПОЛОМОК ДЕТАЛЕЙ МАШИН

#### 1. Определение температурных напряжений по методу Иванцова и Тимошенко

Для определения величин напряжений, возникающих в деталях от резких колебаний температур, необходимо выяснить восприятие деталью теплоты при мгновенном, нестационарном изменении температуры на поверхности детали.

Связав перепад температуры по толще вала при его нагреве от трения в подшипнике с перепадом температуры при прогреве болванки (см. статью Г. П. Иванцова «Новая методика расчета нестационарного теплового потока» в «Журнале технической физики», 1934 г.) и задавшись временем нагрева подшипника до его плавления или до той или иной определенной температуры его нагрева, можно найти часовой перепад температуры по толще шейки вала по предлагаемой Г. П. Иванцовым формуле:

$$\Delta t = t_i = \frac{\delta \Delta t^2}{ka},$$

где:

$\Delta t$  — перепад температуры между наружным слоем и серединой в градусах Цельсия;

$\delta$  — часовой подъем температуры;

$k$  — коэффициент: для пластинки  $k=2$ , для цилиндрических тел  $k=4$ ;

$h$  — толщина шейки вала в мм;

$a$  — температуропроводность;

$$a = \frac{\lambda}{c\gamma} \text{ м}^2/\text{час},$$

где:

$\lambda$  — коэффициент теплопроводности материала в кал/м<sup>2</sup>°С час;

$c$  — теплоемкость материала в кал/кг °С;

$\gamma$  — объемный вес в кг/м<sup>3</sup>.

Определив таким образом величину перепада температуры, легко подсчитать и величину температурных напряжений, возникающих в материале вала по осевому, радиальному и касательному направлениям, по данным Тимошенко и Дебофром формулам для стационарного теплового потока:

$$\sigma_r = \frac{E\alpha t_i}{2(1-\mu) \ln \frac{b}{a}} \left[ -\ln \frac{b}{r} - \frac{a^2}{b^2 - a^2} \left( 1 - \frac{b^2}{r^2} \right) \cdot \ln \frac{b}{a} \right];$$

$$\sigma_t = \frac{E\alpha t_i}{2(1-\mu) \ln \frac{b}{a}} \left[ 1 - \ln \frac{b}{r} - \frac{a^2}{b^2 - a^2} \left( 1 + \frac{b^2}{r^2} \right) \cdot \ln \frac{b}{a} \right];$$

$$\sigma_z = \frac{E\alpha t_f}{2(1-\mu) \cdot \ln \frac{b}{a}} \left[ 1 - 2 \cdot \ln \frac{b}{r} - \frac{2a^2}{b^2 - a^2} \cdot \ln \frac{b}{a} \right],$$

где:

- $\sigma_r$  — величина температурных напряжений по радиусу;
- $\sigma_t$  — величина температурных напряжений по касательной к окружности;
- $\sigma_z$  — величина температурных напряжений по оси цилиндра;
- $E$  — модуль упругости материала при растяжении в кг/см<sup>2</sup>;
- $\alpha$  — коэффициент линейного расширения;
- $\mu$  — коэффициент Пуассона;
- $a$  — радиус внутренней окружности пустотелого цилиндра;
- $b$  — радиус внешней окружности цилиндра;
- $r$  — расстояние рассматриваемой точки от оси цилиндра.

Для определения величины напряжений по приведенным формулам необходимо знать, как указано выше, перепад температур по толще вала, который, как известно, будет зависеть от часового подъема температуры на стыке вала с подшипником.

Пусть за десять минут произошло оплавление подшипника, т. е. температура на стыке подшипника с шейкой вала поднялась с 60 до 400°. Тогда часовой подъем температуры будет равен:

$$\vartheta = \frac{(400 - 60) \cdot 60}{10} = 2040^\circ.$$

Для определения перепада температур по толще пустотелого колчатого вала с наружным диаметром  $D = 24$  см и с внутренним диаметром  $D = 10$  см перепад температур можно определить по формуле:

$$\Delta t = \frac{\vartheta h^2}{4a}.$$

$$a = \frac{\lambda}{c_1} = \frac{50}{0,167 \cdot 7800} = 0,0382 \text{ м}^2/\text{час}.$$

$$h = 7,2 \text{ см} = 0,072 \text{ м}.$$

Тогда перепад температур будет равен:

$$\Delta t = \frac{\vartheta h^2}{4a} = \frac{2040 \cdot 0,072^2}{4 \cdot 0,0382} = 69^\circ.$$

Величина напряжений  $\sigma_z$  и  $\sigma_t$  для наружного слоя по приведенным выше формулам Тимошенко и Дебофра при перепаде температур  $\Delta t = 100^\circ$  для пустотелого вала с внешним диаметром в 24 см и внутренним диаметром в 10 см определится в 1290 кг/см<sup>2</sup>.

При найденном же перепаде температур  $\Delta t = 69^\circ$  величина напряжений  $\sigma_z$  и  $\sigma_t$  составит:

$$\sigma_z = \sigma_t = 1290 \cdot 0,69 = 892 \text{ кг/см}^2,$$

что и является, по нашему мнению, основной причиной разрушения валов.

Г. П. Иванцов рекомендует величину теплопроводности для стали брать равной 35. Тогда перепад температур по толще вала достигнет 96° и величина температурных напряжений определится в 1150 кг/см<sup>2</sup> (см. таблицу 32).

Снижая время оплавления подшипника, легко получить более высокие напряжения, далеко выходящие за пределы пропорциональности.

Величина температурных напряжений в кг/см<sup>2</sup> в пустотелых валах с внутренним диаметром в 100 мм, подсчитанные по формуле проф. Тимошенко для перепада температуры  $\Delta t = 100^\circ$

Расстояние точки от центра вала $\rho$ в мм	Для вала с наружным диаметром, равным 230 мм			Для вала с наружным диаметром, равным 240 мм			Для вала с наружным диаметром, равным 250 мм		
	$\sigma_r$	$\sigma_t$	$\sigma_z$	$\sigma_r$	$\sigma_t$	$\sigma_z$	$\sigma_r$	$\sigma_t$	$\sigma_z$
50	0	2260	2260	0	2270	2270	0	2280	2280
60	258	1180	1480	287	1230	1540	330	1270	1580
70	344	452	795	369	532	925	390	605	950
80	366	-118	236	372	-39	390	380	78	448
90	279	-515	-236	281	-512	-226	331	-312	20
100	175	-880	-710	205	-760	-554	234	-643	-409
110	54	-1200	-1140	105	-1015	-882	136	-915	-760
120	0	-1250	-1250	0	-1290	-1290	31	-1170	-1110
125	—	—	—	—	—	—	0	-1270	-1270

## 2. Определение температурных напряжений по методу Стодола—Тимошенко

При вычислении температурных напряжений при нестационарном тепловом потоке самым важным исходным пунктом является, как сказано выше, определение перепада температур по толще детали.

Проф. С. П. Тимошенко в курсе „Теория упругости“ (изд. 1934 года) приводит диаграмму распределения температур в сплошном цилиндре (рис. 330), заимствованную из книги А. Стодола „Dampf und Gasturbinen“, с помощью которой легко определить температуру в любой точке нагреваемого вала при различных значениях отношения  $\frac{\tau}{b^2}$ ,

где:  $\tau$  — продолжительность времени в секундах от начала сообщения телу теплового потока,  $b$  — наружный радиус цилиндра в см.

Найдя средние температуры всего цилиндра и внутренней части цилиндра радиуса  $r$ , можно определить величину температурных напряжений по радиальному, тангенциальному и осевому направлениям по следующим приводимым проф. Тимошенко формулам:

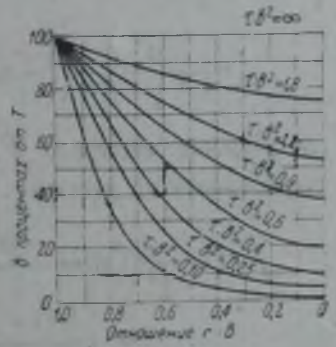


Рис. 330.

$$\sigma_r = \frac{\alpha E}{1-\mu} \left( \frac{1}{b^2} \int_0^b T r dr - \frac{1}{r^2} \int_0^r T r dr \right);$$

$$\sigma_t = \frac{\alpha E}{1-\mu} \left( -T + \frac{1}{b^2} \int_0^b T r dr + \frac{1}{r^2} \int_0^r T r dr \right);$$

$$\sigma_z = \epsilon_2 E + \frac{\alpha E}{1-\mu} \left( -T + \frac{2\mu}{b^2} \int_0^b T r dr \right),$$

где величина продольной деформации  $\epsilon_z$  подбирается так, чтобы равнодействующая нормальных усилий, распределенных по площади поперечного сечения цилиндрического тела, равнялась нулю.

Пользуясь приведенной диаграммой Стодола (рис. 330) для распределения температур в сплошном стальном цилиндре и приведенной выше формулой проф. Тимошенко, можно проследить на примере определение величин тангенциальных напряжений в сплошном валу. В дальнейшем нами принято, что закон распределения температур на диаграмме Стодола аналитически выражен следующим уравнением:

$$T = T_n \left[ 1 - (1 - \xi) \left( 1 - \frac{r}{b} \right)^k \right],$$

где:

$T_n$  — температура на поверхности вала;

$\xi = \frac{T_s}{T_n}$  — температурный градиент между поверхностью и осью вала;

$k = f(\tau; b^2)$ .

Формула для определения нормальных напряжений по толще вала в тангенциальном направлении:

$$\sigma_t = \frac{\alpha E}{1 - \mu} \left( -T + \frac{1}{b^2} \int_0^b T r dr + \frac{1}{r^2} \int_0^r T r dr \right).$$

Для нахождения  $\sigma_t$  предварительно определяется  $\int_0^b T r dr$ . В соответствии с приведенным выше значением

$$\begin{aligned} \int_0^b T r dr &= \int_0^b \left[ 1 - (1 - \xi) \left( 1 - \frac{r}{b} \right)^k \right] r dr = \int_0^b r dr - (1 - \xi) \int_0^b \left( 1 - \frac{r}{b} \right)^k r dr = \\ &= \left[ \frac{r^2}{2} \right]_0^b - \frac{(1 - \xi)}{k + 1} \left[ -br \left( 1 - \frac{r}{b} \right)^{k+1} - b^2 \frac{\left( 1 - \frac{r}{b} \right)^{k+2}}{k + 2} \right]_0^b, \end{aligned}$$

где решение интеграла  $\int r \left( 1 - \frac{r}{b} \right)^k dr \dots$  произведено методом интегрирования по частям:

$$\begin{aligned} \int r \left( 1 - \frac{r}{b} \right)^k dr &= - \frac{br \left( 1 - \frac{r}{b} \right)^{k+1}}{k+1} + \int b \frac{\left( 1 - \frac{r}{b} \right)^{k+1}}{k+1} dr = \\ &= - \frac{br \left( 1 - \frac{r}{b} \right)^{k+1}}{k+1} - \frac{b^2 \left( 1 - \frac{r}{b} \right)^{k+2}}{(k+1)(k+2)}; \end{aligned}$$

$$\int_0^b T r dr = T_n \left[ \frac{b^2}{2} - \frac{1 - \xi}{(k+1)} \cdot \frac{b^2}{k+2} \right];$$

$$\begin{aligned} \int_0^r T r dr &= T_n \left\{ \frac{r^2}{2} - \frac{1 - \xi}{k+1} \left[ -br \left( 1 - \frac{r}{b} \right)^{k+1} - \right. \right. \\ &\quad \left. \left. - \frac{b^2 \left( 1 - \frac{r}{b} \right)^{k+2}}{k+2} + \frac{b^2}{k+2} \right] \right\}. \end{aligned}$$



Тогда:

$$\sigma_t = \frac{\alpha E T_N}{1-\mu} \left\{ - \left[ 1 - (1-\xi) \left( 1 - \frac{r}{b} \right)^k \right] + \frac{1}{2} - \frac{1-\xi}{(k+1)(k+2)} + \right. \\ \left. + \frac{1}{2} - \frac{1-\xi}{k+1} \left[ - \frac{b}{r} \left( 1 - \frac{r}{b} \right)^{k+1} - \frac{b^2}{r^2} \frac{\left( 1 - \frac{r}{b} \right)^{k+2}}{k+2} + \frac{b^2}{r^2(k+1)(k+2)} \right] \right\},$$

или после упрощений:

$$\sigma_t = \frac{\alpha E T_N (1-\xi)}{1-\mu} \left[ \left( 1 - \frac{r}{b} \right)^k - \frac{1}{(k+1)(k+2)} + \frac{b}{r(k+1)} \left( 1 - \frac{r}{b} \right)^{k+1} + \right. \\ \left. + \frac{b^2}{r^2(k+1)(k+2)} \left( 1 - \frac{r}{b} \right)^{k+2} - \frac{b^2}{r^2(k+1)(k+2)} \right].$$

Для верхней кривой диаграммы Стодола при  $\tau: b^2=1,8$  принято  $k = \frac{1}{2}$ , для нижней кривой диаграммы Стодола при  $\tau: b^2=0,1$  принято  $k = \frac{1}{6}$ .

После подстановки в формулу для  $\sigma_t$  значений величины  $k$  будем иметь для  $\tau: b^2=1,8$ :

$$\sigma_t = \frac{\alpha E T_N (1-\xi)}{1-\mu} \left[ \left( 1 - \frac{r}{b} \right)^{\frac{1}{2}} - \frac{2 \cdot 2}{3 \cdot 5} + \frac{2}{3} \cdot \frac{b}{r} \left( 1 - \frac{r}{b} \right)^{\frac{3}{2}} + \right. \\ \left. + \frac{b^2}{r^2} \cdot \frac{4}{15} \left( 1 - \frac{r}{b} \right)^{\frac{5}{2}} - \frac{4b^2}{15r^2} \right], \\ \sigma_t = \frac{\alpha E T_N (1-\xi)}{1-\mu} \left[ \left( 1 - \frac{r}{b} \right)^{\frac{1}{2}} - \frac{4}{15} + \frac{2}{3} \cdot \frac{b}{r} \left( 1 - \frac{r}{b} \right)^{\frac{3}{2}} - \right. \\ \left. - \frac{4}{15} \cdot \frac{b^2}{r^2} \left[ 1 - \left( 1 - \frac{r}{b} \right)^{\frac{5}{2}} \right] \right].$$

Для отношения  $\tau: b^2=0,1$  при  $k = \frac{1}{6}$  формула для  $\sigma_t$  примет вид:

$$\sigma_t = \frac{\alpha E T_N (1-\xi)}{1-\mu} \left[ \left( 1 - \frac{r}{b} \right)^{\frac{1}{6}} - \frac{36}{91} + \frac{6}{7} \cdot \frac{b}{r} \left( 1 - \frac{r}{b} \right)^{\frac{7}{6}} - \right. \\ \left. - \frac{36}{91} \cdot \frac{b^2}{r^2} \left[ 1 - \left( 1 - \frac{r}{b} \right)^{\frac{13}{6}} \right] \right].$$

Таблица 33

Если принять  $\alpha=0,000011$ ,  $\mu=0,28$ ,  $E=2 \cdot 10^6$  кг/см<sup>2</sup>,  $T_N=100^\circ$ , то множитель  $\frac{\alpha E T_N (1-\xi)}{1-\mu}$  для отношения  $\tau: b^2=1,8$  и при  $\xi = \frac{74}{100} = 0,74$  будет равен:

$$\frac{\alpha E (1-\xi) T_N}{1-\mu} = 793 \text{ кг/см}^2.$$

Тот же множитель при  $\tau: b^2=0,1$  и  $\xi=0$  будет равен:

$$\frac{\alpha E (1-\xi) T_N}{1-\mu} = 3050 \text{ кг/см}^2.$$

Расстояние площадки от оси вала в мм	Отношение $\frac{r}{b}$	$\sigma_t$ кг/см <sup>2</sup>	
		$\tau: b^2=1,8$	$\tau: b^2=0,1$
120	1	-415	-2000
100	0,833	-175	-260
80	0,667	-55	-50
60	0,5	+20	+40
40	0,333	+85	+110
20	0,167	+200	+470
10	0,084	+750	+1000

Результаты подсчета величин тангенциальных напряжений для элементарных площадок, различно удаленных от центра вала, при подъеме наружной температуры на  $100^\circ$  приведены в таблице 34.

Таблица 34

Величины температурных напряжений в силовых валах при  $\Delta t = T = 100^\circ$

Удаление точки от оси вала $r$ мм	Диаметр 100 мм			Диаметр 150 мм			Диаметр 200 мм			Диаметр 250 мм		
	$\sigma_r$	$\sigma_t$	$\sigma_z$	$\sigma_r$	$\sigma_t$	$\sigma_z$	$\sigma_r$	$\sigma_t$	$\sigma_z$	$\sigma_r$	$\sigma_t$	$\sigma_z$
0	893	893	3218	893	893	3218	893	893	2218	893	893	3218
10	858	785	3070	876	845	3160	885	868	3180	887	876	3190
20	750	464	2642	828	700	2960	857	786	3070	872	828	3130
30	572	-71	1930	748	458	2640	812	651	2895	846	750	3022
40	322	-321	930	636	121	2230	750	464	2640	807	635	2870
50	0	-1786	-536	492	-312	1610	670	223	2320	759	491	2680
60	—	—	—	314	-842	900	572	-72	1930	700	314	2440
70	—	—	—	105	-1465	-72	456	-420	1465	631	105	2168
80	—	—	—	0*	1786*	-556*	322	-822	930	550	-135	1845
90	—	—	—	—	—	—	170	-1278	320	459	-409	1480
100	—	—	—	—	—	—	0	-1786	-536	357	-714	1070
110	—	—	—	—	—	—	—	—	—	245	-1141	622
120	—	—	—	—	—	—	—	—	—	123	-1420	132
125	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0	-1786	-536

\*  $r = 75$  мм.

Отношению  $\tau : b^2 = 1,8$  соответствует в рассматриваемом случае при  $d = 24$  см выдержка на поверхности вала при  $T_n$ :

$$\tau = \frac{144 \cdot 1,8}{60} = 4,32 \text{ минуты,}$$

отношению же  $\tau : b^2 = 0,1$  соответствует выдержка  $T_n$ :

$$\tau = \frac{144 \cdot 0,1}{60} \approx 0,25 \text{ минуты.}$$

Время оплавления подшипника при исчислении часового перепада температуры по формуле Г. П. Иванова принято было равным 10 минутам, что соответствует в графике Стодола отношению

$$\tau : b^2 = \frac{600}{144} \approx 4,2.$$

При этом значении отношения  $\tau : b^2$  кривая распределения температур по толще вала по диаграмме Стодола будет почти идентична

кривой для отношения  $\tau: b^2 = 1,8$ , и в этом случае подъем температуры на поверхности вала до  $340^\circ$  обусловит величину нормального напряжения в тангенциальном направлении, равную:

$$\sigma_t = -415 \cdot 3,4 = -1411 \text{ кг/см}^2.$$

По формуле Тимошенко для определения тангенциальных напряжений в новых валах для перепада температур, определенного по Г. П. Иванову, при  $\lambda = 35$  величина напряжений получается равной  $1150 \text{ кг/см}^2$ .

Как видно, при пользовании различными формулами получаются сравнимые величины напряжений.

При очень малых промежутках времени повышения или понижения температуры средние температуры, представляемые интегралами:

$$\frac{1}{\pi b^2} \int_0^b T_2 \pi r dr \quad \text{и} \quad \frac{1}{\pi r^2} \int_0^r T_2 \pi r dr,$$

обращаются в нуль, и тогда величина напряжений на поверхности цилиндра:

$$\begin{aligned} \sigma_r &= 0; \\ \sigma_t &= -\frac{\alpha E T_1}{1-\mu}; \\ \sigma_z &= -\frac{\alpha E T_1}{1-\mu}, \end{aligned}$$

где  $T_1$  — разность, например, температуры вала и температуры насаживаемого диска или кривошипа в горячем состоянии, или разность температур вала и насаживаемого металла при электросварках, или же разность температур нагретого вала и охлаждающей вал воды.

Температурные напряжения, подсчитанные по этим формулам, будут максимальными напряжениями, возникающими на поверхности цилиндрических тел при нагревании или охлаждении. При нагревании эти напряжения — сжимающие, при охлаждении — растягивающие.

Проф. Одинг дает формулы для определения температурных напряжений в цилиндрических и сплошных телах, принимая закон распределения температуры по толще цилиндра параболическим:

$$t = T \left( 1 - \frac{r^2}{b^2} \right),$$

где:

$T$  — разность температур между наружным и внутренним слоями;  
 $b$  — наружный радиус цилиндра;  
 $r$  — радиус рассматриваемого элемента.

Перепад температур по толще детали, или, что то же, разность температур при нестационарном тепловом потоке, можно исчислять, по нашему мнению, также пользуясь диаграммой Стодола.

### 3. Определение температурных напряжений по методу Одинга

Формулы для подсчета температурных напряжений, приводимые Одингом, при принятом им параболическом распределении температур по толще цилиндрических тел, имеют следующий вид:

для пустотелых валов:

$$\sigma_r = E\alpha t \frac{1}{4(1-\mu)} \left[ 1 + \frac{a^2}{b^2} - \frac{a^2}{r^2} - \frac{r^2}{b^2} \right];$$

$$\sigma_t = E\alpha t \frac{1}{4(1-\mu)} \left[ 1 + \frac{a^2}{b^2} + \frac{a^2}{r^2} - 3 \frac{r^2}{R^2} \right];$$

$$\sigma_z = E\alpha t \frac{1}{4(1-\mu)} \left[ 2\mu \left( \frac{a^2}{b^2} - 1 \right) + 4 - \frac{4r^2}{b^2} \right];$$

для сплошного цилиндра при  $a=0$ :

$$\sigma_r = E\alpha t \frac{1}{4(1-\mu)} \left[ 1 - \frac{r^2}{b^2} \right];$$

$$\sigma_t = E\alpha t \frac{1}{4(1-\mu)} \left[ 1 - \frac{3r^2}{R^2} \right];$$

$$\sigma_z = E\alpha t \frac{1}{4(1-\mu)} \left[ 4 - 2\mu - \frac{4r^2}{b^2} \right].$$

В таблицах 34 и 35 приведены величины напряжений в сплошных и полых валах при перепаде температур между поверхностью и внутренним слоем в  $100^\circ$ , подсчитанные по формулам проф. Одингга.

Таблица 35

Величины температурных напряжений в кг/см<sup>2</sup> в полых валах с внутренним диаметром в 100 мм при  $\Delta t = 100^\circ$

Расстояние точек от оси вала $r$ мм	Наружный диаметр 230 мм			Наружный диаметр 240 мм			Наружный диаметр 250 мм		
	$\sigma_r$	$\sigma_t$	$\sigma_z$	$\sigma_r$	$\sigma_t$	$\sigma_z$	$\sigma_r$	$\sigma_t$	$\sigma_z$
50	0	1450	2660	0	1475	2500	0	1500	2630
60	200	957	2380	218	1620	2260	210	1035	2380
70	276	526	2020	289	592	1910	300	814	2210
80	283	120	1620	302	206	1520	321	287	1735
90	242	-298	1160	271	-185	1130	296	-82	1370
100	163	-789	635	206	-585	661	241	-455	910
110	64	-1195	89	114	-1018	125	156	-863	420
120	0*	1450*	232*	0	-1475	-447	56	-1260	-107
125	—	—	—	—	—	—	0	-1500	-375

\*  $r = 115$  мм.

Из таблиц видно, что величины температурных напряжений действительно велики, поэтому совершенно справедливым является вывод, что основной причиной поломок являются температурные напряжения вследствие перепада температур по толще деталей, а статические и динамические нагрузки лишь «доламывают» то, что в основном разрушено температурными напряжениями.

Вопрос о температурных напряжениях в деталях является вопросом новым и требует дальнейшей разносторонней и углубленной разработки. Так, например, до настоящего времени еще не решена задача о напряжениях при перепадах температур в телах, имеющих по своей длине разные очертания.

#### 4. Исследование стали на выносливость с учетом перепада температур по толще образца

В подтверждение решающего влияния температурных напряжений на работу деталей автором были проведены исследования стали на выносливость с быстрым восприятием или отдачей теплоты образцом, работающим на знакопеременный изгиб при вращении. Так, образец при напряжении в  $29 \text{ кг/мм}^2$  выдерживал 12 500 000 оборотов и не ломался, но достаточно было образцу, изготовленному из той же стали и работающему при том же напряжении, дать десятикратный одномоментный нагрев от электропечи, смонтированной на образце, — и образец выдерживал всего лишь 880 000 оборотов и ломался. Такой же образец, которому было дано равное предыдущему рабочее напряжение в  $29 \text{ кг/мм}^2$ , при однократном нагреве электропечью в течение одной минуты и подаче нескольких капель воды, выдержал всего лишь 20 000 оборотов.



Рис. 331. Образец для определения выносливости вала при температурных перепадах.

На рис. 331 приведен образец на определение предела выносливости с установленной на нем электропечью.

#### 5. Поломки вследствие высоких температурных напряжений, происходящих от поливки нагретых деталей водой

Доказательством большого влияния на поломки деталей перепадов температур по толще деталей является приводимый на рис. 332 фотоснимок поломанного вала теплохода «17-й год». На рисунке ясно видно, что

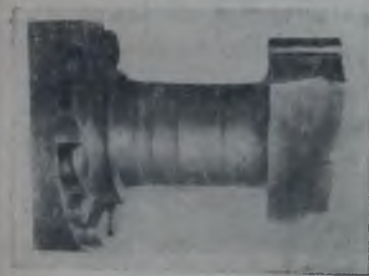


Рис. 332. Излом вала теплохода «17-й год».



Рис. 333. Подшипники вала теплохода «17-й год» со следами задиров и оплавления.

шейка вала имеет глубокие задиры, при образовании которых происходило нагревание подшипников. Подъем температуры на поверхности соприкосновения шейки вала с телом подшипника достигал  $500\text{—}600^\circ$ . Так, на рис. 333 видно, что подшипники вала теплохода «17-й год» имели сплавленные площадки.

Поливка водой нагретого подшипника обусловила быструю теплоотдачу в месте перехода шейки вала в щеку, и вслед за снижением температуры в теле вала появились большие напряжения растяжения в поверхностных слоях.

Эти напряжения и обусловили появление трещины, вызвав затем поломку вала.

На рис. 334 показан фотоснимок места поломки пароводяного вала также от нагрева трущихся частей. Здесь ясно видны задиры в одном случае шейки, в другом — кривошипа, что и обусловило при поливке нагретых мест водой изломы валов.

Фотоснимок, показанный на рис. 335, заимствован из статьи д-ра инж. Дорей. Из него можно усмотреть, что и здесь причиной изломов послужил задиры шеек, обусловивший высокие температурные напряжения. Правда, д-р Дорей далек от мысли объяснить поломки темпе-

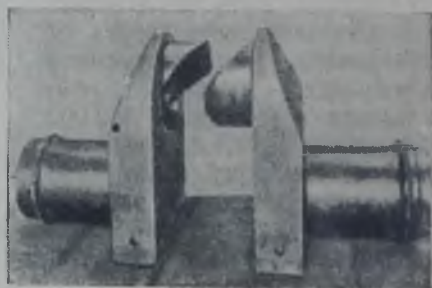


Рис. 334. Излом вала парохода «Фауст», происшедший вследствие охлаждения водой при повышении температуры вала от трения.

Рис. 335. Излом вала по причине задиры шейки.

ратурными напряжениями: он видит причину поломок валов в усталости от коррозии металла и свою теорию пытается подтвердить поломками гребных валов у мест насадки винтов.

#### 6. Поломки деталей от неумелой насадки в горячем состоянии

На рис. 336—340 показаны поломки валов от насадки кривошипов в горячем состоянии.



Рис. 336. Излом среднего вала теплохода «Баян» вследствие насадки кривошипа в горячем состоянии.



Рис. 337. Излом среднего вала парохода «Узбекистан» вследствие насадки кривошипа в горячем состоянии.

Рис. 338. Излом среднего вала теплохода «Кузбасс» вследствие насадки кривошипа в горячем состоянии.

При насадке на валы кривошипов и патронов в горячем состоянии кроме температурных напряжений, возникающих в теле кривошипа и в

теле вала вследствие больших перепадов температуры по толще вала и кривошипа, в них возникают также напряжения от натяга, величина которых легко определяется по общеизвестной формуле:

$$\sigma = \frac{E\lambda}{b} \frac{(b^2 - a^2) - (c^2 - b^2)}{2b^2(c^2 - a^2)}$$



Рис. 339. Излом среднего вала парохода „Казань“ вследствие насадки кривошипа в горячем состоянии.



Рис. 340. Излом вала парохода „Победитель“ вследствие насадки кривошипа в горячем состоянии.

Величины напряжений, определенные для рекомендуемых в различных справочниках допусков, указывают, что величина напряжения от натяга, даже для допусков, указанных ОСТ, весьма значительна, для допусков же, рекомендуемых в изданиях Хютте, величины напряжений от натяга получаются  $7500 \text{ кг/мм}^2$ , что говорит о том, что эти величины выше истинных напряжений в валах, так как при таких напряжениях, выходящих за пределы пропорциональности, указанная



Рис. 341. Деформация вала от насадки кривошипа в горячем состоянии с охлаждением водой.

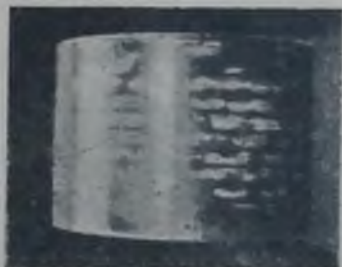


Рис. 342. Деформация вала в месте насадки кривошипа в горячем состоянии с охлаждением на воздухе.

формула неприменима. Подтверждением сказанному могут служить рис. 341 и 342, заимствованные из той же статьи д-ра Дорей. На них видны следы остаточных деформаций, происшедших от насадки на валы кривошипов, причем на рис. 341 показан отрезок вала, который при насадке кривошипа в горячем состоянии поливался водой, а на рис. 342 насаживаемый кривошип после насадки был подвержен воздушному охлаждению.

В нашей судоремонтной практике также весьма часто при насадке на вал кривошипов, колесных дисков и патронов нагретые насаживаемые детали поливают водой и тем вызывают появление трещин как в кривошипах, так и в валах во время самой насадки.

От такой насадки надо категорически отказаться, насадку же в го-

ръем состоянии необходимо производить осторожно, соблюдая режимы нагрева деталей до температур, обеспечивающих лишь минимальные допуски при насадке и строго следя за чистотой обработки насаживаемых одна на другую деталей, ни в коем случае не пользуясь при этом водой.

В таблице 36 приведены величины напряжений, возникающих при посадке на валы кривошпоов и патронов в горячем состоянии при разных величинах зазоров.

Таблица 36

**Температурные напряжения при насадке на валы кривошпоов и патронов в горячем состоянии при разных величинах зазоров**

Диаметр вала в мм	Величина зазора в мм				Величина напряжения в кг/см <sup>2</sup>			
	0,15	0,10	0,15	0,50	2250	1500	2250	7500
100	0,15	0,10	0,15	0,50	2250	1500	2250	7500
120	0,17	0,12	0,18	0,60	2150	1500	2250	7500
150	0,20	0,15	0,25	0,75	2010	1500	2500	7500
180	0,23	0,18	0,27	0,90	1920	1500	2250	7500
220	0,27	0,22	0,33	1,10	1840	1500	2250	7500
260	0,31	0,26	0,39	1,30	1780	1495	2240	7450
310	0,36	0,31	0,46	1,55	1725	1500	2230	7500

## 7. Поломка машины мощностью в 1200 л. с.

В Ромбахе у машины мощностью в 1200 л. с. (рис. 343), бывшей в хорошем рабочем состоянии, при 106 об/мин., через 24 часа после пуска машины в ход при полной нагрузке произошла поломка поршневого штока, которая

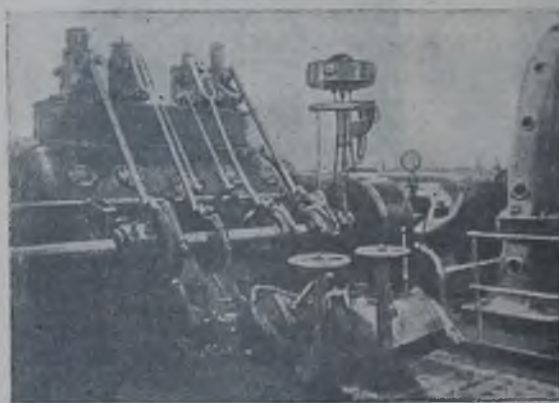


Рис. 343. Газовая машина, потерпевшая аварию вследствие поломки штока, охлажденного водой.

имела серьезные последствия. Машинист в присутствии главного инженера металлургического завода заметил, что из поршневого штока брызжет вода. Он тотчас же выключил зажигание и только что хотел закрыть газовый вентиль, как последовали разрушительные поломки. По сообщению присутствовавших, машина сделала до полной остановки приблизительно пять оборотов.

При обследовании обнаружено: перелом поршневого штока, срез всей несущей и рабочей поверхностей кривошпоа, полное разрушение передней крышки цилиндра и вставок сальника, изгиб шатуна и излом корпуса в фонаре у присоединения переднего цилиндра к направляющей части. На рис. 344— вид машины после аварии.



Кроме этого было замечено следующее: второй эксцентриковый шток был погнут, обе задние цилиндрические крышки были надтреснуты, но фланцы и болты не повреждены. Оба цилиндра, их рабочие поверхности и поршневые кольца также остались неповрежденными; только несколько шпилек крепления цилиндрической крышки было оторвано. В углу одной подшипниковой крышки, а также в шпоночных канавках якоря динамо оказались трещины. Колено вала было немного погнуто.

Шток в месте излома заходит внутрь цилиндра на 35 мм только при внутренней перемене хода поршня, в остальное же время находится вне цилиндра, поэтому конец поршневого штока, соединенный с крейцкопфом, потерял после излома свое направление в сальнике (см. продольный разрез машины на рис. 345). Этот перелом поршневого штока явился основной причиной разрушений.

Машину пришлось разобрать и смонтировать вновь, используя ста-



Рис. 344. Вид газовой машины после аварии.

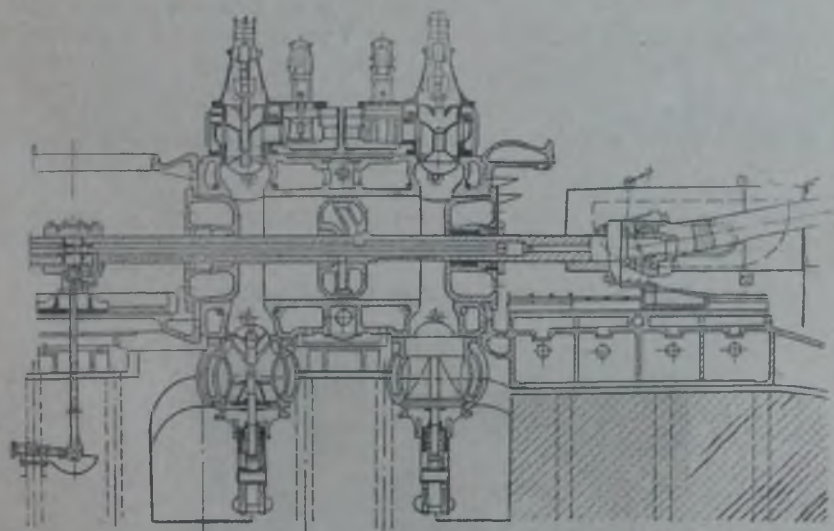


Рис. 345. Продольный разрез газовой машины.

рые цилиндры. Перестройку машины удалось закончить быстро, и с тех пор никаких происшествий с нею не случалось.

Какая же была причина поломки поршневого штока?

Возможными причинами называли следующие: пониженное каче-

ство материала и большая величина нормальных усилий. При исследовании же материала оказалось, что шток был изготовлен из тигельной литой стали с временным сопротивлением в  $6200 \text{ кг/см}^2$  и удлинением оси в  $22\%$ , т. е. шток имел более высокие механические качества, чем от него требовалось.

Величина напряжений в материале штока при проверке оказалась равной  $350 \text{ кг/см}^2$ . Сопротивление продольному изгибу штока, принятая цапфа кресткопфа и соединительная муфта между обоими цилиндрами за опоры, имело одиннадцатикратную надежность, что не дало возможности фирме найти объяснение причины излома.



Рис. 346. Излом штока газовой машины. Здесь ясно видна зона растянутых волокон у внутренней окружности и зона сжатых волокон у наружной окружности в момент охлаждения.

С наибольшей степенью вероятности можно предположить, что поломка штока произошла оттого, что перед пуском машины забыли включить охлаждающую шток воду, а машинист включил воду уже тогда, когда шток был нагрет. Пуск холодной воды внутрь уже нагретого пустотелого штока обусловил понижение температуры внутренних слоев металла и вместе с тем образование трещины. Наружные волокна при этом расширялись и работали на сжатие. Приводимая на фиг. 346 фотография излома полностью подтверждает высказанное выше предположение о причинах излома, так как площадь, прилегающая к наружной окружности штока, имеет ясные следы разрыва.

Кроме того, фотография излома штока свидетельствует, что засветленные зоны в местах излома являются не следствием «усталости» металла, а результатом температурных деформаций.

## 8. Поломка валов вследствие насадки буртиков и дисков в горячем состоянии

Весьма характерен также показанный на рис. 347 вал, сломавшийся вследствие того, что насадка буртика была сделана в горячем состоянии.

Анализ актов о поломках обычно подтверждает следующую кар-



Рис. 347. Бортовой вал парохода „Корщик“, сломавшийся вследствие насадки буртика в горячем состоянии.

тину: в зимний судоремонт произведена насадка буртиков в горячем состоянии, а весной, с началом работы, как правило, вал ломается, или весной наварили буртик, и тем же летом вал выходит из строя.



Рис. 348. Поломка бортового вала парохода „Выдвиженец“ вследствие насадки патрона в горячем состоянии.

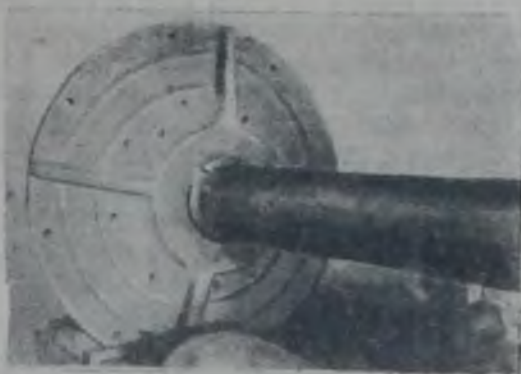


Рис. 349. Процесс насадки колесного диска на гребной вал в горячем состоянии. На диске ясно видны следы высокого одностороннего нагрева.



Рис. 350. Вал барабана земмашины, сломавшийся вследствие насадки втулки в горячем состоянии.



Рис. 351. Излом вала земмашинны.

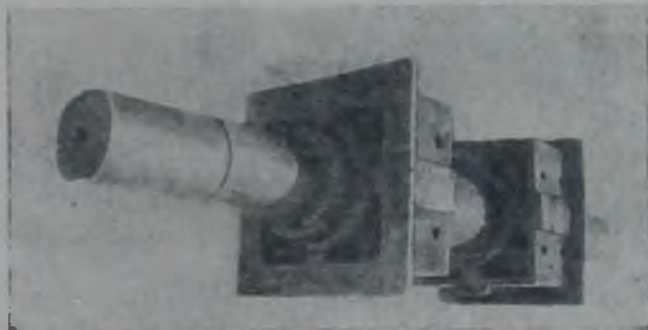


Рис. 352. Трещина вала барабана земмашинны вследствие насадки барабана в горячем состоянии.

На рис. 348—352 показаны фотографии поломок валов вследствие насадки в горячем состоянии колесных дисков, патронов, барабанов и втулок. Здесь так же, как и при насадке кривошипов, возникают большие температурные напряжения, которые накладываясь на напряжения, возникающие в валах при работе, обуславливают изломы. Это подтверждает также анализ актов о поломках.

В навигацию ослаб колесный патрон: неумело надели на вал бурак в горячем состоянии, и вал после насадки бурака в первые же рейсы ломается.

То же происходит при неумелой насадке в горячем состоянии дисков и, как указано выше, кривошипов. Выемки для шпонок вызывают усиление напряжений, так как они (выемки) создают асимметричное тепловое поле.

### 9. Поломки вследствие нерациональной электросварки и электронаварки и неумелой технологической обработки

На рис. 353, 354 и 355 показаны разрушения деталей, произошедшие вследствие нерациональной электросварки и электронаварки. Так, на рис. 353 показан вал парохода «Труддисциплина», вследствие непра-



Рис. 353. Излом бортового вала парохода «Труддисциплина» вследствие электронаварки.

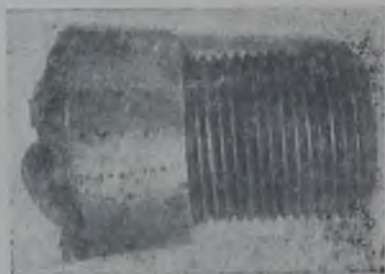


Рис. 354. Палец машины парохода «Лев», сломавшийся вследствие электронаварки.

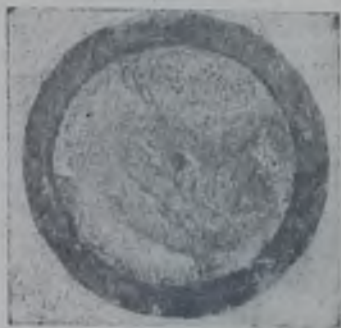


Рис. 355. Вал шаровой мельницы Балехинской электростанции, сломавшийся вследствие электронаварки.



Рис. 356. Излом коленчатого вала при обработке на станке на заводе «Красное Сормово».

вильной электронаварки превращенный в буквальный смысле слова в щепки.

В актах о поломках часто указывают на то, что поломка произошла на месте электронаварки и электросварки, а также весьма часты

случаи указаний о присхождении поломок в местах электронаварки буртиков.

Сварку надо вести весьма осторожно и с умелым соблюдением необходимого температурного режима. Неумело проведенные сварка и электронаварка весьма часто служат основной причиной аварии.



Рис. 357. Излом коленчатого вала при обработке на станке на заводе «Красное Сормово».



Рис. 358. Излом коленчатого вала во второй рамовой шейке при обработке на станке.

Правильный и осторожный температурный режим — основа долговечности вала; наоборот, валы, откованные без соблюдения температурных режимов, часто ломаются даже от усилия реза при обработке их на станке, что неоднократно имело место на заводе «Красное Сормово» (рис. 356, 357 и 358).

#### 10. Поломки деталей из-за невозможности свободно деформироваться при повышенных температурах

Кроме аксиальных, радиальных и тангенциальных напряжений, возникающих в материале валов в местах неумелой насадки кривошипов дисков, а также напряжений, возникающих в валах и других деталях при резких нагревах и охлаждениях деталей, в материале коленчатых валов возникают внутренние напряжения вследствие невозможности свободно удлиняться при нагреве в рамовых и мотылевых шейках. Эти внутренние напряжения во много раз превосходят напряжения от статических и динамических нагревов.

Свободному удлинению вала при нагреве шеек мешает отсутствие надлежащих монтажных зазоров между вкладышем подшипника и щекой вала, что обуславливает появление большой силы, сжимающей вал вдоль его оси.

Кроме отсутствия надлежащих зазоров между щеками кривошипов и вкладышами подшипников, осевое перемещение вала при повышении температуры часто задерживает большая величина удельного давления на стыке вкладыша подшипника с шейкой вследствие большого натяжения болтов, имеющих температуру ниже температуры шейки вала и вкладыша подшипника. Сюда следует добавить затруднения в перемещении вала вследствие задигов в шейках.

Все это значительно увеличивает усилия, возникающие по оси вала и сжимающие кривошип, отчего происходит изгиб щек вала в направлении, обратном тому, которое было принято при расчете.

На рис. 359 и 360 показаны кривые изогнутой оси колена коленчатого вала; на рис. 359 — кривая изогнутой оси вала, получающаяся по

расчету от действия максимального усилия, возникающего при вспышке в цилиндре, а на рис. 360 — действительная кривая изогнутой оси колена вала с учетом осевой сжимающей силы, возникающей вследствие

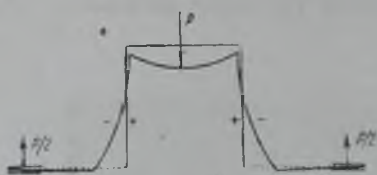


Рис. 359. Кривая изогнутой оси колена вала, принимаемая по расчету.

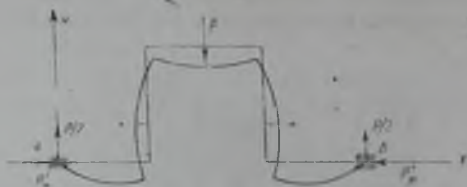


Рис. 360. Действительная кривая изогнутой оси вала при отсутствии возможности для нагретого в подшипниках вала свободно удлиняться.

отсутствия возможности для вала свободно перемещаться при нагревании как мотылевых, так и рамовых шеек. По этой причине происходит

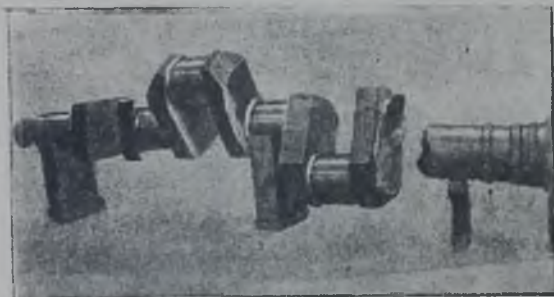


Рис. 361. Излом коленчатого вала дизеля силовой станции завода „Красное Сормово“.

ломок коленчатых валов как дизелей, так и паровых машин, что легко установить путем самого общего анализа явлений: излом, как правило, начинается с наружной стороны щеки, с внутренней же стороны щеки имеет место последняя фаза разрушения. Трещины на щеках, как правило, появляются с наружной стороны.

Это обстоятельство подтверждает вид кривой

изогнутой оси вала, показанной на рис. 361.

Таким образом, следует считать, что волокна, расположенные на наружной стороне щеки, растянуты, а волокна, расположенные на вну-



Рис. 362—363. Вид излома с торцов коленчатого вала дизеля силовой станции завода „Красное Сормово“.

трянной стороне щеки, сжаты, т. е. знаки напряжений в волокнах щеки в действительности обратны по сравнению с знаками, принимаемыми по расчету. Подтверждением служат фотографические снимки изломов, показанных на рис. 361—369.



Рис. 364. Излом коленчатого вала дизеля силовой станции затона им. Ульянова-Ленина.



Рис. 365. Излом коленчатого вала дизеля в щеке ближайшего к маховику кривошипа.



Рис. 366. Излом вала двигателя теплохода „17-й год“.



Рис. 367. Излом вала паровой машины. Разрушение произошло также с наружной стороны щеки.



Рис. 368.



Рис. 369. Излом вала дизеля завода „Красное Сормово“.

В мае 1941 года на конференции по вопросу динамической прочности деталей машин, созванной Техническим отделением Академии наук СССР, действительный член Украинской академии наук С. В. Серенсен в своем докладе «Расчет и динамическая прочность коленчатых валов» предложил формулы для учета деформаций коленчатого вала, не только принимая во внимание деформации, учитываемые Тимошенко и Лесселье в их расчете коленчатого вала, но также учитывая и деформации колена вала от опускания некоторых опор.

После доклада автор настоящего труда сказал, что все эти так сложно учитываемые деформации в сумме поблдеуют в сравнении с деформациями колен вала, возникающими при нагреве хотя бы одной мотылевой шейки коленчатого вала.

## 11. Исследование деформаций колена вала при нагреве мотылевой шейки токами высокой частоты

В подтверждение высказанного в свое время априорного суждения о большой значимости температурных деформаций автором было поставлено специальное исследование по определению деформаций колена вала теплоходов скорой линии при нагреве мотылевой шейки токами высокой частоты. Экспериментом было установлено, что расхождение щек кривошипа при нагреве шейки подшипника достигает 1,86 мм.

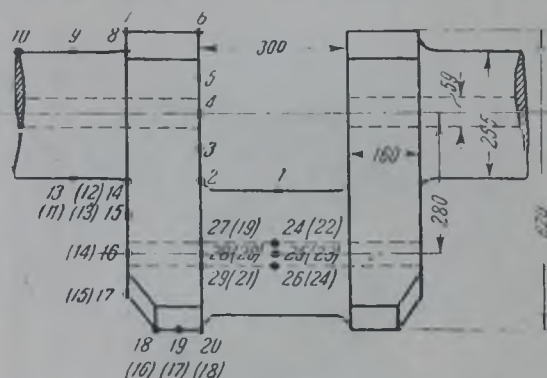


Рис. 370. Точки установки термопар.

На рис. 370 показаны точки установки термопар при эксперименте, а в таблице 37 сведены данные показаний термометров, термопар и индикаторов.

На рис. 371 представлен график изменения температуры в различных точках колена, а рис. 372, 373 и 374 дают общее представление о постановке опыта. Анализируя таблицу 37 и график рис. 371, легко усмотреть, что температурное поле колена вала в связи с нагревом мотылевой шейки коленчатого вала настолько сложно и настолько не согласуется с обычным представлением распределения температуры при нагреве сплошного или пустотелого цилиндра, что необходимо тщательно изучить вытекающие отсюда явления. В настоящее же время следует отметить, что:

а) температура поверхностного слоя по длине шейки имеет весьма большие колебания, достигающие  $140^\circ$ ;

б) перепад температуры по толще шейки очень разнохарактерен: в середине шейки разница температур на поверхности шейки и на поверхности рассверловки колеблется от  $20$  до  $50^\circ$ , а для конца шейки наблюдается обратная картина: температура наружных слоев рассверловки выше температуры наружных слоев шейки;

в) перепад температуры по толще щеки между точками 2 и 12, расположенными на галтелях мотылевой и рамовой шеек, достигает  $100^\circ$ .

Интерес представляют перепады температур и в других зонах колена.

Эксперименты по изучению температурного поля колена вала при



Деформация колена вала и температуры в различных точках колена вала при нагреве мотылевой шейки токами высокой частоты

Время: ча- сы и ми- нуты	Величина де- формации				Температура в различных точках колена вала (см. рис. 370 и 371)																							
	левый конец	правый конец	левая щека	правая щека	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
11—30	—	—	—	—	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25
11—35	17,5	32	19	41	105	55	29	28	27	27	27	27	26	26	—	—	—	27	29	29	33,5	37	—	62	—	—	72,5	—
11—40	21,5	41	25	53	145	66	31	29	28	27	27	27	26	26	—	—	30	31	34,5	34,5	39	44	—	91	—	—	125	—
11—50	21,5	48	28	61	168	77	33	31	29	28	27	27	26	26	31	32	35	37	39,5	39,5	45	51	—	115	—	—	148	—
11—55	27,5	57	32	70	190	87	35	32	30	29	28	28	27	26	35	37	40	41,5	44,5	44,5	51	57	—	135	—	—	166	—
12—00	31	63	37	78	207	98	37	34	31,5	30,5	29	29	28	27	38,5	40,5	44,5	46,5	49	49	55,5	63	—	156	—	—	181,5	—
12—05	32	68	39	81	225	106	39	35,5	33	31,5	30	30	29	28	42,5	45	50	52	55	55	62,5	70,5	—	167	—	—	195	—
12—10	45	75	46	86	243	123	41	37	34,5	33	31,5	31,5	30,5	29	47,5	49,5	55,5	57,5	60,5	60,5	69,0	77,5	—	181	—	—	207,5	—
12—20	50	82	52	96	260	133	45	39	36	35	33,5	33,5	31,5	30	52	55	61,5	63,5	67,5	67,5	76,5	84,5	—	193	—	—	221	—
12—25	59	89	60	103	277	147	49	41,5	38	36,5	35,5	35,5	33	31	56,5	59,5	67	71	74	74	83,5	91	—	206,5	—	—	232	—
12—30	62	94	64	111	295	160	53	45	40,5	38,5	37	37	35	32	61	63,5	74,5	77	81,5	81,5	90	98	—	217	—	—	243	—
12—40	68	100	69	107	310	177	57	49	43	40,5	39	39	37	33	65	69	81	85	89	89	97	105	—	224	—	—	255	—
12—45	68	101	69	117	290	157	37	29	23	20,5	19	19	17	13	45	49	61	65	69	69	77	85	—	204	—	—	235	—

нагреве шейки предположено продолжить с целью перехода от деформации к напряжениям.

Поломки деталей машин от высоких температурных напряжений не исключают, как было указано выше, также добавочных напряжений, возникающих по следующим причинам:

а) вследствие нерационально выполненных конструкций деталей;

б) от неточной и неумелой сборки;

в) от динамических нагрузок.

Но основной причиной поломки, несомненно, являются температурные перепады по толще деталей, вызывающие большие температурные напряжения. Кроме того, причиной поломок служит отсутствие надлежащих зазоров для деформации деталей машин при повышении температуры детали во время работы машины, особенно при неумелой ее эксплуатации.

## 12. Новый тип составного трубчатого коленчатого вала

Чтобы снизить величину напряжений, возникающих в материале валов от температурных перепадов по толще вала при его нагревании во время работы, может быть предложена конструкция трубчатого вала, составленного из отдельных элементов.

В основу приводимого ниже расчета положены силовые факторы наиболее нагруженного колена вала, приведенные в главе «Расчет коленчатых валов тепловых двигателей как многоопорных балок».

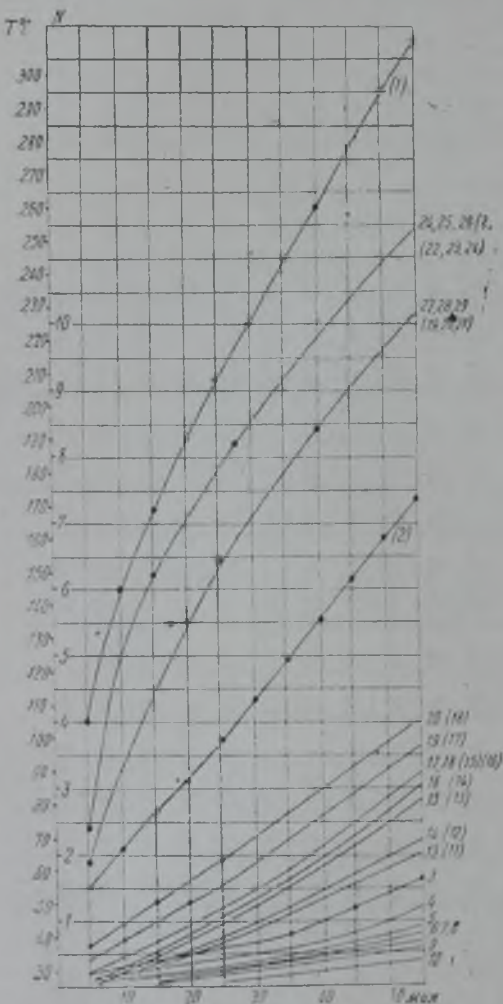


Рис. 371. График изменения температур в различных точках колена вала при нагреве шейки вала.

Основные размеры колена: наружный диаметр  $D=24$  см, длина кривошипа  $r=28$  см, размеры щеки  $b \times h=14 \times 35$  см<sup>2</sup>; усилие в плоскости колена  $P=34\,350$  кг;  $M_B=673\,000$  кгсм;  $M_a=109\,000$  кгсм; усилие в плоскости перпендикулярной плоскости колена  $\Gamma=12\,240$  кг;  $m_B=176\,000$  кгсм;  $m_a=76\,000$  кгсм; скручивающий момент  $M_{кр}=345\,000$  кгсм.

Внутренний диаметр шейки вала найден из расчета правой коренной

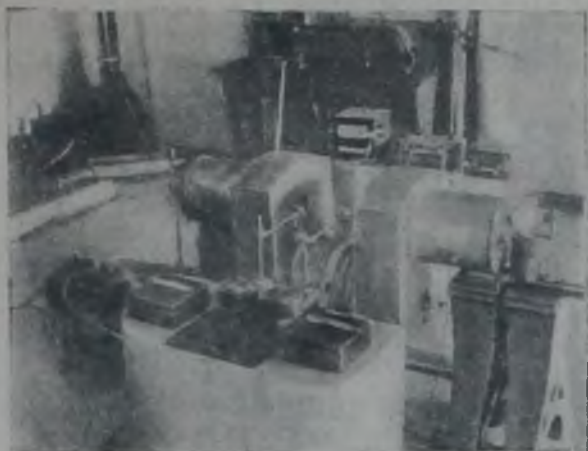


Рис. 372.

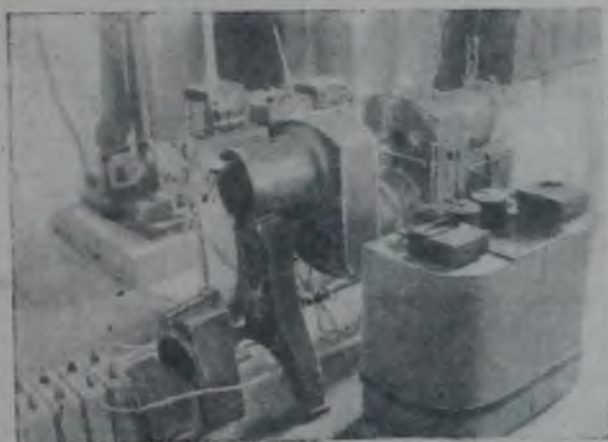


Рис. 373.



Рис. 374.

шейки, как наиболее нагруженной, на изгиб и кручение, принимая  $R_s = 1200$  кг/см<sup>2</sup>, по теории наибольших касательных напряжений.

Приведенный изгибающий момент в сечении шейки:

$$M_a = \sqrt{(M_B^2 + m_B^2)} = 777\,000 \text{ кгсм.}$$

Необходимый момент сопротивления изгибу:

$$W = \frac{777\,000}{1200} = 647 \text{ см}^3.$$

Внутренний диаметр  $d$  найден из уравнения:

$$\frac{0,1(2 \cdot 4^4 - d^4)}{24} = 647 \text{ см}^3,$$

откуда  $20 < d < 21$  см. Принято  $d = 20$  см.

Итак, диаметры шеек вала будут:

$$D = 240 \text{ мм}, \quad d = 200 \text{ мм}, \quad \rho = \frac{d}{D} = \frac{200}{240} = 0,833.$$

Соединение каждой из шеек, мотылевой и коренной, со щеками колена предполагается произвести холодной прессовой посадкой шейки в сквозное отверстие щеки при начальных напряжениях растяжения во внутренних волокнах отверстия щеки  $\sigma_t = 200$  кг/см<sup>2</sup>, возникающих от посадки с натягом.

По формуле для расчета толстостенных труб найдем приближенно давление  $P$  на поверхности посадки:

$$P = \frac{\sigma_t(c^2 - b^2)}{b^2 + c^2} = \frac{200 \cdot 112}{144 + 256} \approx 56 \text{ кг/см}^2.$$

Затем вычислим разность между наружным диаметром шейки и внутренним диаметром отверстий в щеке:

$$\delta = \frac{2\rho b^3(c^2 - d^2)}{E(b^2 - a^2)(c^2 - b^2)} \approx 0,0252 \text{ мм.}$$

Далее найдем величину скручивающего момента, необходимого для проворачивания шейки в щеке:

$$M'_{кр} = p2\pi blf_1b,$$

где  $f_1 = 0,1$  — коэффициент трения скольжения.

$$M'_{кр} = 56 \cdot 2\pi \cdot 12 \cdot 14 \cdot 0,1 \cdot 12 = 70\,952 \text{ кгсм.}$$

Остающийся непоглощенный скручивающий момент, который будет восприниматься шпонками в виде шпилек (рис. 375), равен:

$$M''_{кр} = 345\,000 - 70\,952 = 274\,048 \text{ кгсм.}$$

Касательная сила среза шпилек определится равной:

$$Q = \frac{M''_{кр}}{b} = \frac{274\,048}{12} \approx 22\,800 \text{ кг.}$$

Принимая допускаемое напряжение на срез  $R_s = 900$  кг/см<sup>2</sup>, найдем площадь по диаметральному сечению всех шпилек:

$$F = 22\,800 : 900 = 25,3 \text{ см}^2.$$

Принимая число шпилек  $n = 2$  и длину шпилек  $l = 6$  см, легко найти их диаметр:

$$d_1 = \frac{25,3}{2,0} \approx 2 \text{ см.}$$

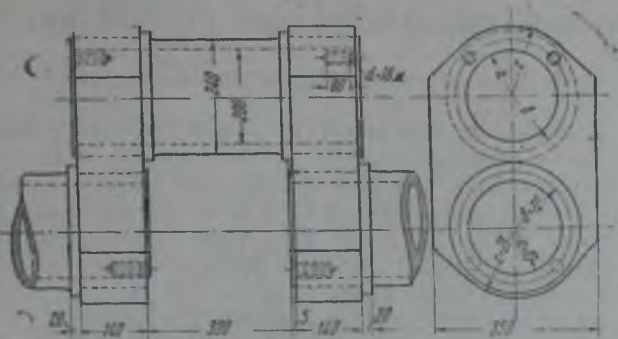


Рис. 375. Составной трубчатый коленчатый вал.

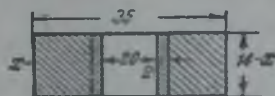
Сечение щеки по диаметральному сечению шейки должно быть проверено на изгиб в плоскости кривошипа.

Суммарная реакция на правой опоре:

$$R_B = 23\,440 \text{ кг.}$$

Изгибающий момент щеки:

$$M_u = 23\,440 \cdot 22 = 673\,000 = 157\,300 \text{ кг.}$$



Момент сопротивления сечения щеки:

$$W_x = \frac{(35 - 20) \cdot 14^2}{6} = 490 \text{ см}^3.$$

Наибольшее напряжение в щеке:

$$\sigma = \frac{157\,300}{490} = 315 \text{ кг/см}^2.$$

Полное напряжение в щеке, с учетом начальных напряжений растяжения:

$$\sigma = 315 + 200 = 515 \text{ кг/см}^2.$$

Итак, величина напряжений в материале щеки вала невелика. Не велики также принятые напряжения в материале шейки вала, особенно если учесть, что опора вала будет представлять не воображаемую точку, а коренной подшипник.

Составляя валы из элементов (труб, представляющих коренные и мотылевые шейки, и щек), можно при небольших размерах последних легко изготовлять валы без сложного оборудования, избегая тех пороков в материале, которые возникают при изготовлении целых валов, как-то: долевых и осевых трещин, скворечников, закованных плен, сегрегационной зоны и тому подобных дефектов.

Малую деталь легче изготовить, легче хорошо проковать, безболезненное нагреть, дать соответствующий отжиг и т. д. Если при этом дать необходимую величину зазоров между щекой и вкладышем подшипника, то поломки коленчатых валов будут редкостью.

## Часть II

### Глава XI

#### ИССЛЕДОВАНИЯ МАТЕРИАЛОВ СТАРЫХ КОТЛОВ

##### 1. Что разуметь под старыми котлами

Старыми котлами в недалеком прошлом считались котлы, достигшие двадцатичетырехлетнего возраста.

Чтобы продлить срок службы котлов, достигших этого возраста, инспектор по котлонадзору обязан был испытать материал котла.

Существовало общее мнение, что материал котлов со временем «устаёт», и предполагалось в связи с этим, что должны понижаться и механические свойства материала.

В связи с отсутствием систематизированных данных по испытаниям материала старых котлов считалось, что снижение величины временного сопротивления и величины относительного удлинения в котлах должно с увеличением возраста котла быстро прогрессировать, поэтому в изданных в разное время инструкциях по испытанию материала старых котлов допустимые величины временного сопротивления и относительного удлинения материала котлов, прослуживших свыше 24 лет, были чрезвычайно занижены. В то же время производившиеся испытания материала старых котлов обычно давали хорошие показатели механических характеристик, что смущало инспекторов по котлонадзору и побудило к постановке ряда более широких обследований материала старых котлов.

Под влиянием результатов обследований требования к качеству материала старых котлов постепенно повышались и в последнее время поднялись настолько, что оказались в некоторых случаях выше тех норм, которые требовались от материала в момент постройки котлов.

Таким образом, составители инструкций по испытаниям старых котлов начали впадать в другую крайность, часто ожидая от материала старых котлов повышенных величин временного сопротивления и относительного удлинения. Так, к сварочному железу по так называемым вюрцбургским нормам 1881 года предъявлялись следующие требования (см. таблицу 38).

Таблица 38

	Листы топок и огневой коробки		Листы днищ		Листы цилиндрической части	
	вдоль	поперек	вдоль	поперек	вдоль	поперек
Сварочное железо						
Временное сопротивление в кг/мм <sup>2</sup> . . . . .	36	34	35	33	33	30
Удлинение в процентах при длине планки в 200 мм . .	18	12	12	8	7	5
Угол загиба в нагретом состоянии в градусах . . . .	180	180	150	120	110	80

По последней инструкции Регистра Союза ССР от сварочного железа, независимо от того, от какой части котла берется проба, требуется величина временного сопротивления не ниже  $30 \text{ кг/мм}^2$ , а удлинение на нормальном образце — не ниже  $10\%$ .

Интересно проследить, как изменялись инструкции по испытанию материала старых котлов в отношении повышения требований к этим материалам.

## 2. Испытания материалов котлов по инструкции НКПС

Правилами по надзору за котлами, установленными на судах, снарядах и иных пловучих средствах, изданными Главным управлением путей сообщения в 1941 году, требовалось по достижении котлом двадцатичетырехлетнего возраста проведение поверочных испытаний материала на временное сопротивление и удлинение. В этих правилах были повторены предельные нормы для котельного железа, указанные в старых «Правилах о паровых котлах», изданных министерством путей сообщения в 1913 году, а именно: для котлов, изготовленных из сварочного железа, величина временного сопротивления должна быть не менее  $24 \text{ кг/мм}^2$  для дольного образца и  $22 \text{ кг/мм}^2$  для образца, вырезанного поперек волокон; величина относительного удлинения соответственно роду образца требовалась в  $4\%$  и  $2\%$ ; для котлов, изготовленных из литого железа, величина временного сопротивления вдоль и поперек прокатки требовалась не ниже  $29 \text{ кг/мм}^2$  при удлинении в  $10\%$ .

Образцы изготовлялись нормальных размеров.

Правилами НКПС, изданными в 1923 году, при испытании материала старых паровозных котлов для сварочного железа требовалась величина временного сопротивления для образцов, вырезанных вдоль прокатки, не ниже  $24 \text{ кг/мм}^2$  при удлинении в  $6\%$ , для литого железа величина временного сопротивления требовалась не ниже  $29 \text{ кг/см}^2$  при удлинении не ниже  $15\%$ .

## 3. Испытания материала котлов по регистру Союза ССР

Центральное бюро Регистра Союза ССР также остановилось на нормах НКПС, добавив к ним испытания планок на изгиб. При этом Регистром было решено обследовать материал котлов с возрастом в 24 года и выше. Руководство этой работой было поручено проф. И. Н. Воскресенскому.

Для осуществления намеченной проверки качества материала старых котлов в ряде пароходств были вырезаны планки из бочек, огневых камер и топков котлов; из этих планок были изготовлены образцы вдоль и поперек прокатки, которые и были испытаны на временное сопротивление и удлинение.

Полученные результаты вместе с образцами и частично с планками и формулярами котла отсылались в Регистр, где в зависимости от полученных результатов механических испытаний и истории службы котла производились дополнительные испытания на удар на копье Шарпи и микроструктуру.

Временное сопротивление материала 43 котлов, построенных из литого железа, было выявлено из испытаний 132 образцов, из которых 80 образцов было взято из бочек сухопарников и днищ, а остальные 52 образца — из топков, огневых камер и решеток.

Величина временного сопротивления колебалась в пределах от 29 до  $54,4 \text{ кг/мм}^2$ .

Удлинение материала старых котлов получено равным: в 112 об-

разцах — от 20 до 30%, в 15 образцах — от 15 до 20%, в 4 образцах — от 8 до 15%.

Ударная вязкость определена была на 108 образцах, причем результаты оказались чрезвычайно разнообразными, с колебанием от 1,13 до 14,9 кгм/см<sup>2</sup>.

Разницы в ударной сопротивляемости образцов, взятых от бочек и топок котлов, не усмотрено.

Выявлено также, что нет никакой прямой зависимости между ударной сопротивляемостью и механическими качествами металла.

Не найдено также связи между возрастом котла и величиной ударной вязкости.

Микроскопическому исследованию были подвергнуты 83 шлифа, из которых 64 признаны удовлетворительными, 9 оставлены под сомнением и 10 признаны неудовлетворительными.

Отмечено, что в тех случаях, когда структура была неудовлетворительна, ударная вязкость была ниже 4 кгм/см<sup>2</sup>.

Котлов, изготовленных из сварочного железа, было обследовано 22; у них было взято 57 проб; исследованию подверглись 20 бочек и 9 огневых частей котла. Величина временного сопротивления материала бочек колебалась от 21 до 37,5 кг/мм<sup>2</sup>, а материала топок — от 19,6 до 38,3 кг/мм<sup>2</sup>. Относительное удлинение в одиннадцати образцах было менее 5%. Ударная вязкость материала бочек колебалась от 1,2 до 8,49 кгм/см<sup>2</sup>, а материала огневых частей — от 1,79 до 10,42 кгм/см<sup>2</sup>, причем из 57 ударных образцов 21 дали вязкость менее 3 кгм/см<sup>2</sup>.

В ноябре 1936 года Технический совет Регистра Союза ССР заслушал доклад проф. И. Н. Воскресенского по обследованию материала старых котлов и принял следующие положения.

«Действующие правила испытаний материала старых котлов, т. е. определения временного сопротивления и удлинения, следует изменить, так как литое и сварочное железо заметным образом этих свойств от времени и службы не изменяют.

Следует отметить, что нет сведений о наличии в заграничных обществах по надзору за котлами каких-либо специальных правил по испытанию материала старых котлов.

В тех случаях, когда в котлах появлялись трещины и трещину предполагалось заделать тем или иным способом, следует рекомендовать производить испытание материала на удар и исследование его микроструктуры. Во избежание случайных ошибок следует подвергнуть ударной пробе в разных направлениях не менее четырех образцов. При появлении трещин на кромках листов и в пределах заклепочных швов, а также на трубной доске между трубками не следует производить указанных выше испытаний, так как эти явления местного характера; испытание следует производить только в том случае, если трещина идет дальше, в лист заклепочного шва, и дает основание предполагать, что материал всего листа хрупкий.

Следует ввести в новые правила приемки материалов для котлов требование испытания материала на удар на копье Шарпи. До накопления опыта и выработки норм предполагаемая мера должна быть факультативной. Для всех заводов, изготавливающих котельный материал, должна быть выработана инструкция как по отбору образцов, так и по форме образцов и типу машин для их испытания.

Следует продолжить испытания над котельными листами, в которых образовались трещины (вне кромок или заклепочных швов), с целью более полного выяснения связи между ударной сопротивляемостью микроструктуры и развитием трещин».

Часть присутствовавших на совещании осталась при особом мне-



нии, считая необходимым сохранить для старых котлов статические испытания.

На основании принятого совещанием решения Центральное управление Регистра Союза ССР в августе 1924 года издало временную инструкцию по испытанию материала старых котлов следующего содержания:

«Котел или его часть (в случае доказанной надежности остальных частей котла) подлежат изъятию, как опасные по своему состоянию, если испытания материала вырезанных из них образцов будут неудовлетворительны.

Результаты испытаний признаются неудовлетворительными в следующих случаях.

1. Для листов сварочного железа:

а) если временное сопротивление (разрывное усилие) для образцов, вырезанных вдоль прокатки, окажется равным  $24 \text{ кг/мм}^2$  или менее и для образцов, вырезанных поперек прокатки, —  $22 \text{ кг/мм}^2$  или менее.

б) если относительное удлинение при разрыве для образцов, взятых как вдоль прокатки, так и поперек, окажется равным  $12\%$  или менее.

2. Для листов литого железа и листов неизвестного происхождения:

а) если временное сопротивление окажется равным  $29 \text{ кг/мм}^2$  или менее;

б) если относительное удлинение окажется равным  $15\%$  или менее.

3. Если хоть один из образцов, подвергнутых изгибу в холодном состоянии по правилам, применяемым к новому материалу, не даст удовлетворительных результатов.

Результаты испытаний признаются неудовлетворительными, если материал не удовлетворяет требованиям по временному сопротивлению, или удлинению, или по изгибу, вне зависимости одного от другого.

Образцы, подвергавшиеся испытанию на изгиб, после испытаний должны быть разломаны для определения характера излома.

Для исследования материала вблизи удаляемого места, по указанию представителя Регистра Союза ССР, вырезаются четыре пробных планки нормального размера: две — вдоль прокатки и две — поперек, которые могут быть выправляемы в холодном состоянии с принятием всех необходимых мер предосторожности к сохранению структуры материала. Две из этих планок предназначаются для испытания на разрыв и две (одна — вдоль прокатки и другая — поперек) — на изгиб.

В случае невозможности, по местным условиям, вырезать для испытания на изгиб две планки разрешается ограничиться испытанием на изгиб одной планки, но взятой обязательно поперек прокатки. В случае невозможности установить направление прокатки испытание на изгиб двух планок, взятых в перпендикулярных направлениях, обязательно.

В случае сомнения в качестве материала всего котла, согласно правилам, испытывается отдельно материал корпуса котла и материал отдельных его частей, подверженных действию пламени.

В случае смены всех огневых частей котла подвергается обязательному испытанию материал его корпуса.

Для всех испытаний берутся листы более ранней постановки, если сведения о времени постановки имеются.

При наличии сомнений у представителя Регистра Союза ССР в надежности материала по характеру излома даже при удовлетворительных результатах механических испытаний планки могут быть направ-

лены для производства ударной пробы на копре Шарпи, химического анализа и микрографического исследования, результаты которых признаются окончательными.

Эти же испытания обязательны для тех случаев, когда при удовлетворительных результатах механических испытаний величины временного сопротивления и относительного удлинения получаются близкими к предельным, когда временное сопротивление превышает предельное не более, чем на  $1 \text{ кг/мм}^2$ , и полученное относительное удлинение превышает предельное не более, чем на 2%.

Материал, идущий на мелкий ремонт котла, по своим качествам должен соответствовать новому котельному материалу, новые же листы при постановке взамен старых должны испытываться согласно техническим условиям.

В случае удовлетворительных результатов испытаний материала котла и допуска его к дальнейшей работе путем перерасчета, с учетом вновь установленного испытаниями временного сопротивления материала устанавливается рабочее давление пара в котле. Перерасчет производится по формулам, применяемым при конструировании новых котлов».



Рис. 376. Котел парохода „Ударник „Правды“, имеющий заплату в соединении волнистых жаровых труб с бочкой котла и к тому же испорченный большим вырезом для изготовления проб на определение механических характеристик.



Рис. 377. Котел парохода „Сталинец“ испорченный большим вырезом для изготовления проб на определение механических характеристик.

На основании этой инструкции материал старых котлов подвергался исследованию на больших нормальных образцах, взятых вдоль и поперек прокатки. Для изготовления образцов из топок и бочек котла вырезались прямоугольные или треугольные карты больших размеров, что, безусловно, портило котлы (рис. 376 и 377).

#### 4. Испытание материала котлов на малых образцах на прессе Гагарина

В 1932 году автором был исследован материал двух котлов парохода «Комсомолец» в возрасте 35 лет, имеющих по большой трещине в поперечном шве среднего става: в одном — длиной 686 мм, в другом — длиной 835 мм. Целью исследований было выяснить причины образования трещин в паровых котлах.

Материал указанных котлов был подвергнут химическому анализу, механическим испытаниям и микроисследованию, причем результаты исследования дали возможность сделать вывод, что материал бочек котлов, изготовленных из литой стали, даже при долголетней работе не потерял своих свойств; только материал огневых частей, подвергав-

шихся при отложении на них большого слоя накипи действию высоких температур, до 730—800°, частично рекристаллизовался.

Образование трещин в котлах может быть объяснено разностью температур огневых частей и бочек котла.

Исследование механических свойств производилось параллельно на больших нормальных образцах, а также на малых, изготовленных для разрыва на прессе Гагарина.

Результаты этого исследования, которые полностью приведены ниже, позволили предложить Регистру СССР в 1933 году отказаться от выемки из котлов больших образцов, а ограничиваться высверловкой бляшек на микроисследование, и только лишь в случае плохой микроструктуры производить вырезку из котлов небольшой круглой заготовки, диаметром 90—100 мм, для изготовления двух образцов к прессу Гагарина и двух образцов на ударную вязкость.

В январе 1933 года на съезде начальников инспекции Регистра Союза ССР в Ленинграде автором был сделан доклад о «Температурных напряжениях в паровых котлах» и вновь сделано предложение отказаться от исследования материала котлов на больших образцах, ограничиваясь определением твердости по Бринелю и исчислением по ней величины временного сопротивления и микроисследованием, после чего вырезанную бляшку использовать для химического анализа.

В случае плохих показателей по микроструктуре и твердости материала автором было рекомендовано переходить на изъятие из котла небольших заготовок для изготовления образцов к прессу Гагарина и на копер Шарли.

В результате работы совещания была принята новая инструкция по испытанию материала старых котлов, изготовленных из литой стали, которая и была утверждена начальником Регистра 31 января 1934 г.

### **5. Новые инструкции Регистра Союза ССР по испытанию материала старых котлов**

Испытание материалов старых котлов назначается инспектором Регистра Союза ССР в следующих случаях:

а) если устанавливается на судно котел неизвестного возраста или не известно качество его материала;

б) при наличии повреждений, вызывающих необходимость удаления части бочки или огневых частей котла;

в) при наличии каких-либо признаков недоброкачества материала, угрожающих безопасности работы котла (сильное разъедание, расслоение, трещины, переходящие за заклепки, и пр.);

г) если возраст котла свыше 30 лет.

Инспекции Регистра Союза ССР предоставляется право в случае удовлетворительных результатов внутреннего освидетельствования отсрочивать испытание материала до тридцатипятилетнего возраста котла.

Во избежание задержки судна для испытания котла во время эксплуатации требование об испытании материала по п. «г» должно предъявляться инспекцией Регистра Союза ССР или во время капитального ремонта судна или котла, или в межнавигационный период (при постановке судов на зимовку).

До предъявления требования о механических испытаниях в случаях, указанных в пп. «а», «в», «г», должны быть произведены предварительные металлографические исследования и химический анализ.

Для металлографического анализа необходимо брать из исследуемой части котла не менее двух образцов, диаметром 15—25 мм. Помимо металлографического исследования производить испытание на твердость по Бринелю на своих торцах этих образцов.

В случае неудовлетворительных результатов металлографического исследования или химического анализа должно быть произведено испытание: ударом на копре Шарпи [не менее трех образцов с надрезом размерами  $10 \times 10 \times (60 \div 80)$  мм], а также на растяжение (не менее двух образцов) на прессе Гагарина. Качество материала признается удовлетворительным, если результаты испытания на удар по крайней мере двух образцов с надрезом соответствует установленным нормам; в противном случае котел бракуется.

Если производится капитальный ремонт котла с удалением листа, необходимо эту часть вырезать так, чтобы имелась возможность получить материал для изготовления не менее двух образцов для испытания на растяжение на прессе Гагарина и на изгиб, а также нескольких образцов для испытания на удар с надрезом на копре Шарпи.

Если размеры вырезанной части не позволяют получить материал для испытания на разрыв и изгиб, требуется обязательно вырезать образцы для испытания на удар. Для листов толщиной менее 10 мм обязательным является испытание только на изгиб. Результаты испытаний на удар считаются удовлетворительными, если ударное сопротивление будет не менее  $4,5 \text{ кг/см}^2$ .

Для временного сопротивления норм не устанавливается, но по результатам полученного временного сопротивления должен быть произведен перерасчет прочности частей котла и установлено безопасное рабочее давление пара в котле.

Удлинение считается удовлетворительным, если на расчетной длине планки в 200 мм оно имеет величину не менее 15%.

Испытание на изгиб производится согласно правилам Регистра Союза ССР 1933 года по испытанию судостроительных и машиностроительных материалов; при этом угол загиба должен быть не менее  $180^\circ$ .

Места взятия проб для испытания и исследования материала указываются инспектором Регистра с отметкой об этом в котловой книге и в особом акте (донесении) об освидетельствовании котла.

Материал для заплат испытывается по тем же правилам Регистра издания 1933 года.

Поверочный расчет прочности частей котлов, построенных и установленных на судах внутреннего плавания до 1930 года включительно, разрешается производить по правилам Германского Ллойда 1909 года или других классификационных обществ.

Расчет прочности частей котлов, построенных и установленных на судах внутреннего плавания после 1930 года, а также установленных на морских судах дальнего плавания, должен производиться по правилам постройки и классификации морских стальных судов, изданным Регистром Союза ССР.

Вместо испытания на разрыв для определения временного сопротивления материала котлов неизвестного возраста или неизвестного класса материала допускается производить испытание по Бринеллю для определения среднего числа твердости  $H$  и принимать для расчета котла временное сопротивление материала  $R = 0,36H \text{ кг/мм}^2$ , причем для расчета  $R$  не должно приниматься более  $34 \text{ кг/мм}^2$  при запасе прочности не менее 4,75.

Эта инструкция в 1936 году была переработана и по утверждению Наркомвсдом издана для руководства.

Эта инструкция приводится также полностью, так как она является действующей по настоящее время.

«Каждый котел допускается к действию при условии удовлетворительного его состояния, надлежащей конструкции и соответствующего качества материала во всех частях котла, с рабочим давлением, определяемым расчетом по слабому месту.

Наибольшее рабочее давление пара, допускаемое в цилиндрических котлах, определяется по правилам Регистра Союза ССР классификации и постройки морских стальных судов, издания 1933 года, с учетом дополнений и изменений указанных правил.

Вводимые в расчет толщины проверяются непосредственным измерением. Вводимое в расчет временное сопротивление на разрыв должно соответствовать минимальной величине временного сопротивления, полученной при испытании материала, и должно указываться на чертежах или в описаниях, представляемых в управление Регистра.

Испытание материала действующих судовых паровых котлов назначается инспекцией Регистра Союза ССР в следующих случаях:

а) если на судне устанавливается котел (независимо от возраста), изготовленный из материала неизвестного происхождения;

б) если качество материала известно, но не известен год постройки, и котел по внешнему виду безусловно не может быть отнесен к числу котлов новой постройки;

в) если имеются прогрессирующие повреждения (выпучины без упуска воды, масла и накипи), вызывающие сомнение в качестве материала, или дефекты, требующие смены отдельных частей огневых камер или листов, звеньев бочки или днища котла, за исключением аварийных случаев;

г) если имеются наружные или внутренние признаки, вызывающие сомнение в доброкачественности материала, как-то: расслоения, трещины, расположенные вдали от кромок, и т. п.;

д) если возраст котла свыше 35 лет.

Во всех случаях, указанных в пп. «а», «б», «в», «г» и «д», прежде всего должно быть произведено металлографическое исследование и испытание по Бринелю. Для металлографического исследования части котла необходимо делать не менее двух образцов размером в 20—25 мм, из которых один высверливается непосредственно из дефектного места для случаев, указанных в пп. «в» и «г», а другой — из смежного участка, вне предполагаемой зоны повреждения. После производства металлографического исследования на обоих торцах этих же образцов производится испытание на твердость по Бринелю с дальнейшим перерасчетом на временное сопротивление по формуле:

$$R = 0,36 H \text{ кг/мм}^2,$$

где:  $H$  — число твердости по Бринелю;

$R$  — временное сопротивление в  $\text{кг/см}^2$ .

В случае удовлетворительных результатов металлографического исследования и испытания по Бринелю производить испытание на разрыв не требуется, за исключением случая, когда материал, из которого изготовлен котел, не известен.

Результаты испытаний по котлу могут считаться удовлетворительными, если будет соответствующее заключение лаборатории по металлографическому исследованию, и твердость по Бринелю будет не ниже норм, указанных для временного сопротивления.

В случае неудовлетворительных результатов какого-либо из указанных испытаний инспекция обязана потребовать производства дополнительного испытания на разрыв на прессе Гагарина не менее двух образцов  $l = 5d$  и на удар на копре Шарпи тоже не менее двух образцов размерами  $60 \times 10 \times 10$ .

Результаты дополнительных испытаний считаются удовлетворительными, если образец на прессе Гагарина при  $l = 5d$  дает следующие показатели:

при литом железе:

временное сопротивление не менее  $32 \text{ кг/мм}^2$ ;

относительное удлинение не менее 20%;  
ударная вязкость на образце Менаже не ниже 6 кг/см<sup>2</sup>;  
при сварочном железе:  
временное сопротивление не менее 30 кг/см<sup>2</sup>;  
относительное удлинение не менее 12%.

В противном случае часть котла или весь котел, материал которого испытывался, подлежит забракованию.

Механические испытания на разрыв могут производиться также и на нормальном образце, причем результаты могут считаться удовлетворительными, если: а) для литого железа временное сопротивление будет не ниже 32 кг/мм<sup>2</sup> и удлинение не менее 16%; б) для сварочного железа временное сопротивление будет не ниже 30 кг/мм<sup>2</sup> и удлинение не менее 10%.

Если величины разрывного сопротивления, полученные на прессе Гагарина, расходятся с величинами, полученными по способу Бриделя, то за расчетное сопротивление принимается то, которое получено на прессе Гагарина.

Планки для испытания материала котла вырезаются или высверливаются по указанию инспекции Регистра Союза ССР. По высверленным или вырезанным планкам также определяется действительная толщина материала. На местах, соседних с теми, близ которых вырезаются планки для испытания, ставятся клейма Регистра Союза ССР.

При производстве капитального ремонта котла с удалением части листа вырезку последнего необходимо производить так, чтобы имелась возможность получить материал для изготовления необходимого количества образцов на разрыв и на удар.

Места взятия пробных планок для механических испытаний и исследований указываются инспектором Регистра Союза ССР с отметкой об этом в котловой книге и в особом акте об освидетельствовании котла.

Образцы для испытаний не должны подвергаться нагреванию или другим операциям, могущим повлиять на качество материала. Для ударных испытаний не допускается также применение образцов, использованных уже для других испытаний.

В сомнительных случаях инспекция Регистра Союза ССР может потребовать производства дополнительного испытания на загиб и химического анализа по правилам Регистра Союза ССР».

Следует также сказать о правилах испытаний материала старых котлов другими ведомствами.

## **6. Правила Наркомтруда для испытания материалов действующих котлов**

До перехода инспекции по котлонадзору в ведение ВЦСПС надзор за котлами производился Народным комиссариатом труда. При пересмотре в 1926 году норм для испытания материалов старых котлов (циркуляр НКТ СССР от 10 марта 1926 г.) предлагалось принять к руководству правила по вырезке образцов для испытаний материала старых паровых котлов, утвержденные НКТ СССР 14 ноября 1923 г.

В постановлении от 14 ноября 1923 г. сказано:

«Разработка соответствующих инструкций и норм ввиду сложности вопроса требует значительного времени. Ввиду этого отдел охраны труда НКТ СССР впредь до издания соответствующих правил предлагает руководствоваться инструкцией, выработанной Российским Регистром для паровых котлов».

Просматривая инструкцию по испытанию материала старых котлов, изданную в 1929 году, видим, что Наркомтруд предложил испытывать материал старых котлов согласно своему циркуляру от 1926 года, т. е.

без изменения подтвердил действие инструкции по испытанию материала старых котлов от 1923 года.

## **7. Правила испытания материала старых котлов технической инспекции ВЦСПС**

В 1936 году техническая инспекция ВЦСПС разработала вошедший впоследствии в действие проект правил испытания материала старых котлов следующего содержания.

Место вырезки образцов для испытания материала парового котла, применительно к ст.ст. 62 и 91 правил о паровых котлах, назначается в зависимости от того, предполагается ли одновременное производство ремонта котла или нет, т. е. в зависимости от: а) производства испытания материала без предстоящего ремонта; б) испытания материала при смене части листа; в) испытания материала при смене целого листа или нескольких листов и г) испытания при смене отдельной частью котла (цилиндрического корпуса, жаровой трубы, подогревателя и т. п.).

При испытании материала без предстоящего ремонта производится металлографическое исследование образцов из мест по указанию инспектора котлонадзора. В случае неблагоприятных результатов этого испытания производится полное механическое испытание образцов, взятых из мест по указанию инспектора. При благоприятных результатах металлографического исследования котел допускается к дальнейшей работе. Однако в тех случаях, когда по характеру появившихся у инспектора сомнений, повлекших за собой испытание материала применительно к правилам о паровых котлах, металлографическое исследование не может дать исчерпывающих данных для суждения о пригодности материала, инспектору предоставляется право мотивированного требования механических испытаний. Места вырезки назначаются инспектором.

В случае ремонта, заключающегося в замене части листа, образцы берутся из того же листа вблизи удаляемого места. В случае удовлетворительных результатов испытания материала котел признается годным к дальнейшей работе; в случае же неудовлетворительных результатов может быть взята новая проба из остающейся части листа или из соседнего наиболее сомнительного листа для повторного проведения тех испытаний, которые дали неудовлетворительные результаты.

При смене целого листа или нескольких листов проба берется из годной части одного из сменяемых листов. В случае благоприятных результатов котел признается годным к дальнейшей работе; в случае же неудовлетворительных результатов, а также в случае, если из сменяемых листов нельзя вырезать планки нормальных размеров, проба может быть взята из какого-либо места, соседнего со сменяемыми листами, для повторения того рода испытания, которое дало неудовлетворительный результат.

При смене отдельной части котла, например, подогревателя, грязевика, жаровой трубы и т. п., образцы берутся из сменяемой части котла. В случае удовлетворительных результатов испытания котел признается годным к дальнейшей работе. В тех случаях, когда сменяемая часть состоит из нескольких листов, проба берется из листов более ранней установки. При неудовлетворительном результате испытания материала может быть взята новая проба из остающейся однородной части котла. Если же остающихся частей, однородных со сменяемой, у котла не имеется, и если при тщательном обследовании котла во всех остальных частях материал окажется не возбуждающим сомнений в отношении качества, то ревизирующему инспектору котлонадзора предостав-

ляется право не требовать вырезки образцов для испытания и ограничиться другими способами исследования материала, например, металлографическим исследованием и др.

В случае удовлетворительных результатов испытания материала котла и допуска его к дальнейшей работе рабочее давление его устанавливается перерасчетом по наименьшей установленной проверочной толщине железа.

При механическом испытании образцы подвергаются:

- а) пробе на разрыв с определением относительного удлинения,
- б) пробе на изгиб в холодном состоянии.

Результаты испытания признаются удовлетворительными, если они будут не ниже норм, приведенных в табл. 39 и 40.

Таблица 39

	Временное сопротивление в кг/мм <sup>2</sup>	Относительное удлинение нормального образца в проц.
Сварочное железо	24	12
Поперек прокатки	22	12
Литое железо (сталь)	19	15

Таблица 40

Толщина железа в мм	Топочные листы		Прочие листы	
	Угол загиба			
	вдоль	поперек	вдоль	поперек
До 12	160°	140°	135°	120°
12—14	155°	135°	135°	120°
14—16	150°	130°	130°	110°
16—20	140°	120°	120°	95°
20—22	135°	115°	115°	85°
22—24	130°	110°	110°	75°
Более 24	125°	105°	105°	65°

Результаты признаются неудовлетворительными, если материал не будет удовлетворять хотя бы одному из трех показателей.

Для исследования материала вырезаются четыре пробных планки нормального размера: две вдоль и две поперек прокатки. Две из этих планок (одна вдоль и другая поперек прокатки) предназначаются для испытания на разрыв и две — на изгиб.

Проба на загиб сварочного железа производится вокруг оправки  $d = 25$  мм.

В случае невозможности получить по две планки на каждое испытание можно ограничиться одной планкой на каждое испытание, но при обязательном условии, чтобы в этом случае обе планки были поперек прокатки.

Настоящий проект заимствован из временной инструкции Регистра Союза ССР, изданной в 1924 году.

## 8. Инструкция по испытанию материала котлов Народного комиссариата электростанций

После передачи функций котлонадзора от ВЦСПС отдельным наркоматам общее руководство по наблюдению за котлами было поручено Народному комиссариату электростанций, который до 1940 года удерживал прежние правила испытания материала старых котлов нормальным образом. Так, в правилах устройства, установки, содержания и освидетельствования паровых котлов, перегревателей и водяных экономайзеров, утвержденных 13 ноября 1940 г., говорится:

«При перестановке котла в зависимости от его состояния при наличии сомнений в его прочности, а также и дефектов, характеризующих изменение структуры материала (трещины, плены и т. п.), независимо



от возраста котла, инспектору котлонадзора предоставляется право предъявлять мотивированное требование о производстве металлографического или механического испытания материала за счет предприятия с представлением инспектору котлонадзора результатов испытания.

Инспектор вносит в котловую книгу указание о том месте в котле, в котором должна быть сделана вырезка материала, и ставит на вырезанных образцах клейма в местах, не подлежащих обработке и срезам.

Вырезка материала для механических испытаний должна производиться такого размера, чтобы было возможно изготовить для испытания на разрыв и удлинение два нормальных образца поперек прокатки, два образца на изгиб и, если это требуется, образцы на ударную пробу.

Испытание должно быть произведено в оборудованных для этой цели лабораториях.

По требованию инспектора котлонадзора производятся также повторные испытания материала.

Если результаты механического испытания не удовлетворяют установленным нормам Главной государственной инспекции котлонадзора НКЭС по испытанию материала старых котлов, котел считается забракованным.

В октябре 1941 года даны были руководящие указания по применению правил о паровых котлах в условиях военного времени, распространяющиеся только на промышленные котлы с поверхностью нагрева до 300 м<sup>2</sup>. При решении вопроса о допустимом рабочем давлении для вновь устанавливаемых демонтированных паровых котлов, на которые не имеется ни котельной книги, ни формуляров, надлежит руководствоваться следующим: в тех случаях, если по конструкции котла (Бабкок и Вилькоккс, Фицнер и Гампер, Шухова, НЗЛ, ТКЗ и т. п.) можно установить, что котел изготовлен как паровой, причем на нем самом или на прикрепленной к нему дощечке не указано рабочее давление, и если при внутреннем осмотре или гидравлическом испытании не будет обнаружено дефектов, вызывающих необходимость снижения рабочего давления, а также следов, указывающих на то, что из котла производилась вырезка для проверки качества материала, производится расчет допускаемого давления пара, исходя из временного сопротивления в 36 кг/мм<sup>2</sup>.

Если полученное таким расчетом давление не обеспечивает потребности производства в паре, то производится механическое испытание образцов, взятых из стенок котла, и на основе установленного этим испытанием временного сопротивления производится перерасчет котла и устанавливается его рабочее давление.

При наличии следов вырезки для проверки качества металла и при отсутствии результатов его испытания необходимо произвести проверку качества металла, причем в том случае, если по состоянию котла не требуется более полного его исследования, можно ограничиться металлографическим исследованием.

При невозможности установить, что котел изготовлен как паровой и, следовательно, построен из котельной стали (коривалийские, лапкаширские с гладкими трубами, Паукша и т. п., которые часто строились как водогрейные), необходимо произвести механическое испытание материала котла и в отдельных случаях, при работе котлов с давлением не выше 2 кг/см<sup>2</sup>, возможно ограничиться металлографическим исследованием нескольких образцов».

В январе 1942 года Главной государственной инспекцией котлонадзора НКЭС издана для пользования в условиях военного времени утвержденная Народным комиссариатом следующая инструкция испытания материала старых котлов на кольцевых образцах, разработан-

ная в Научно-исследовательском институте железнодорожного транспорта.

«В целях удешевления и ускорения производства механических испытаний материалов поднадзорного инспекции котлонадзора оборудования (паровые котлы, сосуды, работающие под давлением) разрешается для определения временного сопротивления и относительного удлинения производство механических испытаний на кольцевых образцах.

Механические испытания материала указанного оборудования производятся в следующих случаях:

а) если при изготовлении оборудования или при его ремонте отсутствуют данные о механических свойствах материала, предназначенного для этих целей;

б) если при монтаже демонтированного оборудования отсутствуют данные об условиях работы (давление, температура и т. п.) объекта до его монтажа, причем из-за отсутствия сведений о качестве материала, из которого изготовлен объект, не представляется возможным установить безопасность эксплуатации оборудования при вновь запроектированных условиях его работы;

в) если требуется выяснить механические свойства находящегося в эксплуатации оборудования при наличии каких-либо данных, указывающих на изменение и снижение качества материала, а именно: термическое старение, механическое старение, каустическая хрупкость, вторичное появление трещин и т. д.

Только один признак — длительность работы оборудования — не может служить причиной, вызывающей производство механических испытаний.

Испытание нового материала (количество проб и другие виды испытаний) производится в зависимости от его назначения, в соответствии с требованиями ОСТ на этот материал.

Вырезки образцов (заготовок) производятся механическим способом.

Размеры заготовки и готового кольцевого образца должны удовлетворять следующим требованиям:

а) наружный диаметр заготовки должен быть 36—38 мм; при этом заготовки должны иметь правильную круглую форму;

б) готовый образец должен иметь наружный диаметр, равный 34 мм с допуском  $\pm 0,1$  мм;

в) внутренний диаметр кольцевого образца в готовом виде должен быть равен 22 мм с допуском  $\pm 0,1$  мм; высота кольца не должна превышать 16 мм;

г) при большей толщине кольца заготовка обрабатывается по одной из плоскостей до 16 мм с сохранением на другой стороне поверхностного слоя листа;

д) место для маркировки выбирается в центре заготовки, не выходя за пределы диаметра в 16 мм;

е) маркировка обработанного образца наносится на внешней обработанной стороне кольца, на линии действия усилия при растяжении.

Временное сопротивление разрыву кольцевых образцов подсчитывается по формуле:

$$\sigma = \frac{P}{b(D-d)} \text{ кг/мм}^2,$$

где:

$P$  — максимальное усилие в момент разрыва кольца в кг;

$b$  — высота кольца в мм;

$D$  — наружный диаметр кольца в мм;

$d$  — внутренний диаметр кольца в мм.

Относительное удлинение определяется по следующей формуле:

$$i = \frac{D' - D}{D} \cdot 100\%,$$

где:

$D'$  — наибольший диаметр после растяжения в мм;

$D$  — первоначальный диаметр в мм.

Определение  $D'$  производится после сжатия в тисках краев разрыва кольца до плотного прилегания друг к другу.

Результаты механических испытаний ниже норм, приводимых в таблице 41, признаются неудовлетворительными.

Таблица 41

Наименование материала	Временное сопротивление в кг/мм <sup>2</sup>	Относительное удлинение в проц.		Примечание
		на длинных образцах	на коротких кольцевых образцах	
При отсутствии данных, характеризующих качество металла, идущего на изготовление котлов и сосудов под давлением паропроводов (ОСТ 2897):				Для изготовления котлов применяются только сталь 2 и 3
сталь 1 норм.	32—40	28	33	
• 2 "	34—42	26	31	
• 3 "	38—45	22	26	
• 4 "	42—50	20	24	
• 5 "	50—60	16	20	
Материал бывших в эксплуатации паровых котлов и сосудов, работающих под давлением до 10 атм.:				Указанные нормы относятся к сосудам, которые должны быть изготовлены из котельной стали
а) сварочное железо	25,0	12	15	
б) литая сталь (поперек прокатки)	30,0	15	20	
Материалы старых котлов и сосудов, работающих под давлением свыше 10 атм. (поперек прокатки)	32	17	22	

Если при испытании старых котлов и сосудов: а) временное сопротивление на 1 кг/мм<sup>2</sup> ниже, чем указано в таблице, б) относительное удлинение выше 40% и в) имеются подозрения в существовании трещин и в расслоении металла, то окончательное суждение о непригодности металла производится только после металлографического исследования.

Материалом для металлографического исследования служит стодбик (цилиндр), вырезанный из внутренней части кольца.

При получении неудовлетворительных результатов механического испытания материала старых котлов и сосудов производится металлографическое исследование его, причем в случае удовлетворительных

результатов металлографического исследования производится повторное механическое испытание, с удвоенным количеством образцов. При вторичном получении неудовлетворительных результатов хотя бы на одном образце материал признается непригодным.

Как видно из приведенных выше постоянно меняющихся инструкций, вопрос об испытании материала старых котлов еще далеко не доработан. В следующих главах сделана попытка убедить в необоснованности механических испытаний материала старых котлов и рекомендовано исследовать материал старых котлов лишь в отношении химического состава и микроструктуры, что дает более полное представление о материале котлов, чем механические испытания.

## Глава XII

### ИССЛЕДОВАНИЕ МАТЕРИАЛА КОТЛОВ ПАРОХОДА „КОМСОМОЛЕЦ“

#### 1. Отбор и изготовление образцов

Первое подробное исследование химического состава, механических свойств и микроструктуры было произведено в отношении материала двух котлов парохода «Комсомолец», за № 1460 и 1461. Из каждого звена гладких топок были взяты заготовки для изготовления проб; всего из четырех гладких жаровых труб взято восемь проб.



Рис. 378. Общий вид парового котла парохода „Комсомолец“.

Из бочек тех же котлов было вырублено по две продольных и по две поперечных заготовки. Для исследования микроструктуры материала взяты блишки из боков огневой камеры, из трубной решетки и из стенки огневой камеры, противоположной трубной решетке. Заготовкам, взятым из котла за № 1461, присвоена была литера А, а заготовкам, взятым из котла № 1460, — литера Б. Эти же литеры были присвоены образцам, изготовленным из соответствующих заготовок.

Котлы парохода «Комсомолец» — горизонтальные, цилиндрические, пролетные. Разрешенное рабочее давление

Таблица 42

Части котла	Число штук	Диаметр в мм	Высота в мм	Длина в мм	Толщина стенок в мм
Корпус . . . . .	1	2539	—	5347	22,2
Толка . . . . .	1	—	—	1830	14,3
Огневая коробка	1	2287	1613	—	12,7
Дымогарные трубы . . . . .	266	76,2	—	2745	3,175
Сухопарник . . . . .	1	1118	—	2440	12,7

пара — 11 кг/см<sup>2</sup>. Оба котла построены в 1897 году и имеют одинаковые размеры (см. таблицу 42).

На рис. 378 показан общий вид одного из этих котлов, а на рис. 378а — его конструктивная схема. У котла № 1461 две верхние

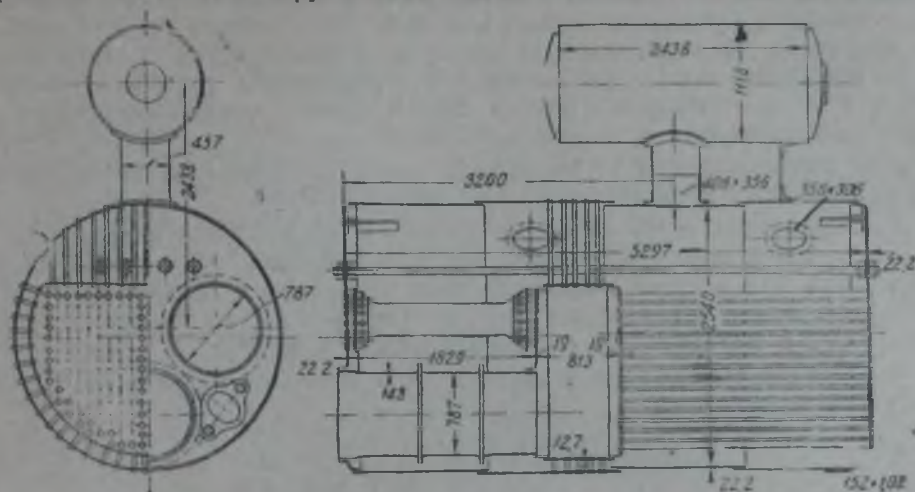


Рис. 378а. Конструктивная схема котла парохода «Комсомолец».

жаровые трубы — волнистые, нижняя же жаровая труба ввиду наличия большого количества дефектов заменена гладкой.

## 2. Химический анализ материала котлов парохода «Комсомолец»

Для выяснения вопроса о влиянии огня и воды на состав металла был произведен химический анализ пяти образцов, из которых три образца — из котла № 1460 и два образца — из котла № 1461. Один образец из котла № 1460 взят из бочки и два образца — из жаровой трубы; у котла № 1461 один образец взят из бочки и один образец — из жаровой трубы. После механического испытания был произведен анализ всех пяти образцов.

Пробы для анализа отбирались следующим образом:

1) с обеих сторон каждого образца, вырезанного из жаровых труб, снимались на строгальном станке по всей ширине два слоя толщиной в 1,5 мм и, кроме того, сверлом отбиралась одна проба из середины образцов (рис. 379);

2) с образцов от бочки на строгальном станке снималось по два слоя только со стороны, подвергавшейся действию пара (воды), и по одной пробе высверливалось из середины толщи листа.

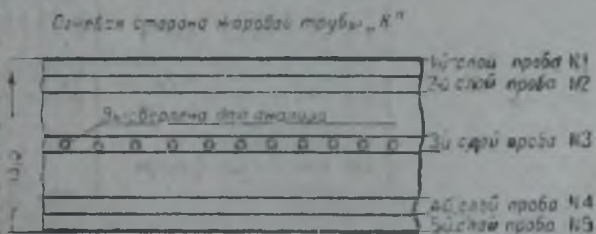


Рис. 379.

В дальнейшем был принят следующий метод химического анализа:

1. Содержание углерода определялось путем сжигания образца в струе кислорода в электрической печи Марса (провести определение содержания углерода способом окисления хромовой и серной кислотами не удалось, так как данное железо в крепкой серной кислоте не растворялось, а в разбавленной до 62% растворялось слишком медленно).

2. Содержание марганца определялось из навески для кремния весовым путем в виде закиси-оксида  $MnO$ . Навеска железа обрабатывалась азотной и соляной кислотами. Кислоты тщательно выпаривались после того, как все железо растворилось, а осадок хлорного железа растворялся в горячей воде. Так как кремния в железе не оказалось, то последнее (без фильтра) осаждалось в виде уксуснокислого железа. Марганец отфильтровывался путем окисления бромом и выделялся в виде чернубурого осадка водной перекиси, которая при прокаливании переходит в закись-окись марганца.

Для подтверждения отсутствия кремния был применен второй метод определения кремния — по Рубрициусу.

3. Содержание серы определялось путем растворения навески железа в бромной воде и последующего двойного осаждения серной кислоты (сера под влиянием бромной воды переходит в серную кислоту) хлористым барием. По количеству получившегося сернокислого бария ( $BaSO_4$ ) определялось содержание серы в железе.

Определить содержание в железе серы способом Шульце не представлялось возможным.

Таблица 43

Химический анализ металла котла парохода „Комсомолец“

Наименование образца	Номер слоя пробы	Процентное содержание				
		C	Mn	S	P	Si
Образец „В <sub>1</sub> “ (жаровая труба)	1-й наружный (огонь)	0,115	0,36	0,030	0,014	Следы
	2-й внутренний	0,097	0,41	0,036	0,016	„
	3-й внутренний	0,145	0,43	0,049	0,019	„
	4-й внутренний	0,12	0,42	0,035	0,013	Нет
	5-й наружный (вода)	0,12	0,37	0,045	0,025	Следы
Образец „В <sub>2</sub> “ (жаровая труба)	1-й наружный (огонь)	0,14	0,35	0,029	0,015	Нет
	2-й внутренний	0,15	0,41	0,035	0,020	„
	3-й внутренний	0,16	0,45	0,047	0,020	„
	4-й внутренний	0,12	0,37	0,036	0,015	„
	5-й наружный (вода)	0,15	0,34	0,037	0,015	„
Образец „А <sub>2</sub> “ (жаровая труба)	1-й слой (огонь)	0,14	0,34	0,031	0,015	Нет
	2-й внутренний	0,14	0,39	0,042	0,018	„
	3-й внутренний	0,17	0,45	0,050	0,018	„
	4-й внутренний	0,14	0,37	0,044	0,016	„
	5-й наружный (вода)	0,15	0,36	0,034	0,021	„
Образец „А“ (бочка)	1-й слой (вода, пар)	0,070	0,42	0,043	0,043	Нет
	2-й внутренний	0,052	0,42	0,045	0,041	„
	3-й внутренний	0,120	0,45	0,047	0,070	„
	4-й внутренний	—	—	—	—	„
	5-й наружный (обмуровка)	—	—	—	—	„
Образец „Б“ (бочка)	1-й наружный (вода, пар)	0,074	0,41	0,041	0,028	Нет
	2-й внутренний	0,049	0,38	0,045	0,026	„
	3-й внутренний	0,125	0,45	0,049	0,040	„
	4-й внутренний	—	—	—	—	„
	5-й наружный (обмуровка)	—	—	—	—	„
Химический состав котельного железа, не бывшего в употреблении (современной выработки)		0,12%	0,47%	0,05%	0,042%	0,08%

4. Содержание фосфора определялось путем осаждения ортофосфорной кислоты (по растворении навески железа в кислоте фосфор окислялся при помощи марганцево-калиевой соли в ортофосфорную кислоту) молибденовокислым аммонием. Полученный осадок  $(\text{NH}_4)\text{PO}_4 \cdot 12\text{MoO}_3$  растворялся в избытке титрованного раствора едкого натра ( $\text{NaOH}$ ) и по оттитровании не вступившего в реакцию едкого натрия серной кислотой определялось количество фосфора в железе.

Результаты химического анализа представлены в таблице 43, где приведен также химический анализ котельного железа, не бывшего в употреблении. Из таблицы видно, что котельное железо старых котлов достаточно чисто и по содержанию примесей не выходит за пределы стандарта. Для подтверждения этого приведена выписка из спецификации стали «Красное Сормово» (таблица 44).

Таблица 44

Химический состав сталей завода «Красное Сормово»

Назначение стали	Химический состав в процентах				
	C	Mn	S	P	Si
Болты, дымогарные и жаровые трубы и т. д. . . . .	От 0,07 до 0,10	От 0,38 до 0,45	0,10	0,04	0,05
Котельное железо, топочные рамы и т. д.	От 0,11 до 0,15	От 0,40 до 0,50	0,10	0,05	От 0,05 до 0,06

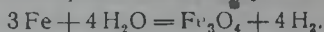
### 3. Исследование окислов материала старых котлов

Исследуемые образцы старых котлов с поверхности были покрыты очень тонким слоем окислов.

Окислы на образцах железа со стороны воды, а также со стороны водяного пара представляют собой однородный ровный слой, по цвету похожий на вороненую сталь. С большой достоверностью можно утверждать, что окислы в основном состоят из магнитной окиси железа  $\text{Fe}_3\text{O}_4$ , которая очень плотным ровным слоем лежит на поверхности котельного листа и тем самым хорошо предохраняет его от коррозионного разрушения. Пленка со стороны огня также прочно прилегает к поверхности. Она имеет неровную поверхность темного цвета, но повсюду — и в выпуклостях и во впадинах (в последних больше) — покрыта значительным количеством бурой окиси железа  $\text{Fe}_2\text{O}_3$ , отчего вся поверхность в целом и кажется темнобурого цвета. Эту пленку можно удалить только сильными механическими или химическими средствами.

Со стороны изоляции бочки поверхность железа очень неровная, вся мелко изъедена и покрыта плотно приставшим к ней слоем темной магнитной окиси железа  $\text{Fe}_3\text{O}_4$ , в которой простым глазом трудно различить отдельные включения окисного железа. Хотя паровой котел при монтаже был покрашен суриком (в отдельных местах на поверхности видны включения его остатков), коррозия котельного листа с этой стороны шла более или менее энергично, прекратившись лишь тогда, когда вся поверхность котла покрылась однородным слоем магнитной окиси железа.

Известно, что водяной пар при высоких температурах разрушает железо, причем процесс проходит по следующей реакции:



Скорость этой реакции, т. е. скорость разрушения железа, в большей степени зависит от температуры, и при низких температурах (примерно до  $350^\circ$ ) она настолько ничтожна, что практически равна нулю. Так, по опытам Фрейнда, количество выделяющегося водорода при действии пара на железо составляло в течение 120 минут: при  $318^\circ$  — ничтожно мало, при  $407^\circ$  —  $0,44\text{ см}^3$ , при  $450^\circ$  —  $1,00\text{ см}^3$ , при  $570^\circ$  —  $18,00\text{ см}^3$ .

Образующаяся с течением времени в процессе этой реакции магнитная окись железа ( $\text{Fe}_3\text{O}_4$ ) покрывает всю поверхность металла, благодаря чему доступ водяного пара к нему прекращается, и указанная выше реакция не будет иметь места, водяной же пар с  $\text{Fe}_3\text{O}_4$  не взаимодействует, таким образом, разрушение стенок котла водяным паром маловероятно.

Вода сильно влияет на коррозию железа тем, что, во-первых, она ускоряет окисление и вызывает образование рыхлых осадков  $\text{Fe}(\text{OH})_2$ , которые с металлом железа дают гальванические пары, и, во-вторых, вода при высокой температуре реагирует с железом с образованием  $\text{Fe}(\text{OH})_2$ , переходящим в дальнейшем в  $\text{Fe}(\text{OH})_3$  (проф. Изгарышев, «Сборник статей по коррозии металлов», 1931 г.).

Полученные в обоих случаях окисные гидраты железа являются по отношению к основному металлу (железу) катодом, благодаря чему возникающая между ними гальванопара и будет разрушать железо.

Много лет назад Ост обнаружил, что в условиях паровых котлов всякая вода, даже дистиллированная, может действовать на железо с выделением водорода:  $\text{Fe} + 2\text{H}_2\text{O} = \text{Fe}(\text{OH})_2 + \text{H}_2$ .

При отсутствии в воде солей или кислот образуется нерастворимый слой магнитной окиси железа ( $\text{Fe}_3\text{O}_4$ ), который и предохраняет железо от дальнейшего растворения, в присутствии же в воде солей магния ( $\text{MgSO}_4$ ,  $\text{MgCl}_2$ ) некоторое количество железа переходит в раствор в виде закисного железа, что подтверждено и позднейшими исследованиями Бауэра:



Соли натрия (в условиях работы парового котла) для железа безвредны (H. Ost, „Chem. Zeit.“, 1902, 26, S. Grossman, „Engineer“, 1909, 10; O. Bauer, „Stahl u. Eisen“, 1925, 45. Эванс, Коррозия металлов, 1931 г.).

Таким образом, при работе парового котла в первый момент происходит разведение его стенок. Но, как сказано выше, поверхность железа изучаемого котла со стороны действия воды была покрыта слоем  $\text{Fe}_3\text{O}_4$ . Этот слой покрыл все выпуклости на поверхности и все те многочисленные царапины, которые образовались во время чистки котла. Следовательно, в условиях работы парового котла на поверхности жаровой трубы со стороны воды быстро образуется пленка, которая и пассивирует железо, предохраняя его от разрушения водой.

#### 4. Интеркристаллическая коррозия

Сравнительно недавно у металлов (в частности и у железных частей паровых котлов) обнаружен особый вид коррозии — интеркристаллическая коррозия, т. е. разрушение металла, распространяющееся по границам зерен кристаллитов.



Решающими факторами здесь являются: 1) внутренние напряжения (в заклепках, в листах), которые создают особые физико-химические условия интеркристаллической коррозии по границам зерен, благодаря чему в металле будут создаваться добавочные гальванические пары, усиливающие коррозию, и 2) нечистота металла, главным образом повышенное содержание в железе серы, фосфора и окислов [последние имеют склонность располагаться по границам зерен (проф. Г. В. Акимов)]. Этот вид коррозии, начавшись микроскопическими трещинками в местах, подверженных внутреннему напряжению, распространяется по границам зерен дальше, сливается затем в одну большую трещину, в результате чего металл становится более хрупким и легко разрывается. Наибольшим внутренним напряжениям в котлах подвержены, безусловно, места в заклепочных и в других соединениях котельных листов; эти напряжения к тому же усиливаются за счет температурных колебаний. Большую роль здесь играет и материал заклепок, который довольно часто выбирается без учета химического состава котельного листа.

Нередко материал этих креплений совершенно отличен от основного материала котла (листа). Благодаря этому в местах креплений за счет неоднородности материалов возникает гальванокоррозия, которая, увеличиваясь перенапряжениями, а также благодаря большому содержанию серы и фосфора (если таковые имеются), вызывает трещины.

Этот вид коррозии котельных листов (как и всех металлов) очень опасен, так как он обнаруживается только после разрушения металла.

Структурная однородность и чистота металла являются основными факторами, определяющими химическую стойкость железа. В большинстве случаев совершенно чистое железо (электролитическое, сварное или, например, недавно выпущенное в Америке «Armco iron», с содержанием примесей в 0,02—0,04%) корродирует очень незначительно, показывая более высокую химическую устойчивость, нежели металл с более высоким содержанием углерода и других примесей.

Из химического анализа (см. таблицу 43) видно, что примеси в изучаемом нами материале парового котла составляют в сумме не более 0,6%. Принимая же во внимание, что кремний здесь отсутствует, а содержание серы и фосфора измеряется сотыми долями процента, следует безусловно признать, что коррозия исследуемого металла от возникновения гальванических токов ничтожна, и разрушения его от этого ожидать очень трудно.

### 5. Изменение поверхности железа за счет действия пламени

Изменение поверхности железа за счет его огневого нагревания — процесс очень сложный. Исследования Утидо и Саито (I. Utido, A. M. Saito, «Science Reportes of the Fshoku Imperial University», 1925, 13; Эванс, Коррозия металлов, 1931 г.) показали, что окисление и увеличение в весе проволоки, содержащей  $N_2$  и  $Cr$ , при  $1100^\circ$  с течением времени идет по параболе и через час практически равно нулю, т. е. через час проволока покрывается пленкой, которая и предохраняет ее от дальнейшего разрушения (окисления). Окисление же обыкновенного железа — процесс значительно более сложный.

Давно известно, что синевато-шиферная пленка на железе не однородна, а состоит, очевидно, из двух слоев, причем внутренний слой содержит кислорода меньше и, вероятно, представляет собой гомогенный твердый раствор железа и кислорода. Наружный слой пленки можно считать магнитной окисью железа ( $Fe_3O_4$ ), на поверхности ко-

торой довольно часто наблюдаются точки и выпуклости окислого железа.

То же самое имеет место и в изучаемом металле котла со стороны его огневой поверхности, пленка которой — темнубурого цвета.

Исследования Стэда (I. Stead, «Journ. of the Iron and Steel Institute», 1921, 103, Эванс, Коррозия металлов, 1931 г.) показали, что при действии воздуха при высоких температурах на сталь кислород проникает под образующуюся на поверхности пленку вглубь стали,

вдоль границ кристаллов (см. на рис. 380 микрофотографический снимок материала котла парохода «Комсомолец» при 500-кратном увеличении).

Микрофотографические снимки показывают, что непосредственно под поверхностью (пленкой), соприкасающейся с воздухом, зерна со всех сторон окружены окислами, дальше от нее видны только точки окислов, а еще глубже границы кристаллов свободны от них. При этом предполагают, что в железе и стали кислород диффундирует вдоль границ кристаллов в виде твердого раствора  $FeO_2$ .

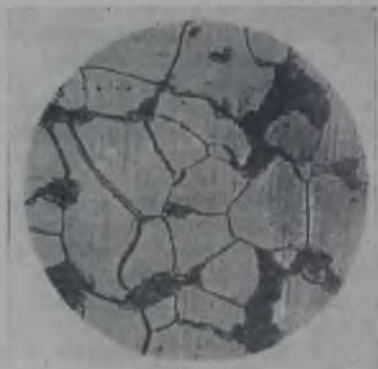
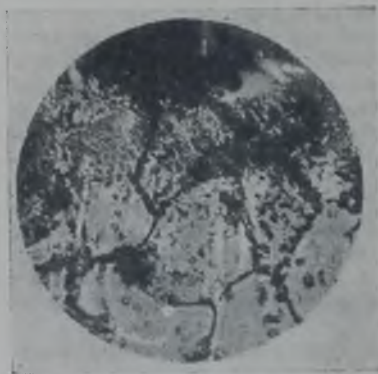


Рис. 380. Межкристаллическая коррозия в наружных волокнах материала котлов парохода «Комсомолец».

Таким образом, при действии на железо огневого факела поверхность его претерпевает следующие изменения: благодаря постоянному наличию в огневом факеле свободного кислорода углерод, сера и фосфор с поверхности, очевидно, выгорают, образуя летучие соединения, и тем самым совершенно удаляются с поверхности. Феррит при этом окисляется в магнитную окись железа ( $Fe_3O_4$ ), которая покрывает поверхность в виде прочного слоя с окисными,  $Fe_2O_3$  включениями. Затем кислород проникает под эту пленку из  $Fe_3O_4$  в металл, где, распределяясь между гранями кристаллов феррита, окисляет чешуйку графита так, что каналы, занятые первоначально графитом, заполняют-

ся окисью железа, а графит в виде  $\text{CO}_2$  (газа) удаляется из металла.

Так как сера и фосфор в металле обыкновенно располагаются на границах кристаллов, то они за счет проникающего кислорода также окисляются («выгорают») и в виде летучих соединений удаляются из металла.

Схематически эти реакции можно изобразить следующим образом:

- 1)  $3\text{Fe}$  (феррит) +  $2\text{O}_2 = \text{Fe}_3\text{O}_4 \dots$  (пленка на поверхности металла);
  - 2)  $\text{C}$  (графит) +  $\text{O}_2 = \text{CO}_2 \dots$  (газ удаляется с грани кристаллов, углерод выгорает);
  - 3)  $4\text{Fe} + 3\text{O}_2 = 2\text{Fe}_2\text{O}_3 \dots \dots \dots$
  - 4)  $\text{FeC} + 13\text{O}_2 = 6\text{Fe}_2\text{O}_3 + 4\text{CO}_2$
  - 5)  $\text{S} + \text{O}_2 = \text{SO}_2$
  - 6)  $4\text{FeS} + 7\text{O}_2 = 2\text{Fe}_2\text{O}_3 + 4\text{SO}_2$
  - 7)  $4\text{P} + 5\text{O}_2 = 2\text{P}_2\text{O}_5 \dots \dots \dots$  (выгорание фосфора).
- } (окись железа, заполняющая межкристаллическое пространство вместо ранее заполнявших его графитовых чешуек);
- } (выгорание серы);

Чем дальше от поверхности металла, тем кислород проникает медленнее, задерживаясь образующимися с поверхности окислами и, наконец, доступ кислорода совершенно прекращается.

Таким образом, углерод, сера и фосфор с поверхности выгорают, т. е. их содержание от середины металла к поверхности должно уменьшаться, что частично видно из данных химического анализа (см. таблицу 43).

Проникновение кислорода внутрь металла очень опасно, так как в этом случае может возникнуть значительная межкристаллическая хрупкость железа, вследствие чего последнее теряет свои первоначальные качества.

Характерно, что во всех образцах содержание углерода со стороны воды и пара также понижено по сравнению с серединой. Это происходит оттого, что кислород, имеющийся в питающей котел воде, при высокой температуре производит такое же действие, как и с огневой стороны. При этом действие его со стороны паровой фазы (бочка котла) гораздо энергичнее, чем со стороны жидкой фазы, поэтому в первом случае содержание углерода более понижено, чем во втором (см. таблицу 43). То же явление наблюдается и с серой и фосфором.

Содержание углерода в первом от воды слое выше, чем во втором. Это явление происходит, вероятно, за счет того, что угольная кислота ( $\text{CO}_2$ ), имеющаяся всегда в питательной воде (в виде карбонатов или свободная), при повышенной температуре и давлении действует на железо с образованием карбонатов железа или же адсорбируется пленкой в виде карбонатов других металлов, вводя тем самым на поверхность его небольшое добавочное количество углерода. Таким образом, наряду с выгоранием углерода, т. е. с уменьшением его содержания, на поверхностных слоях наблюдается введение добавочного количества его за счет уголекислоты воды.

Сопоставляя изложенное (проникновение кислорода) с испытанием металла на твердость, мы видим, что последняя со стороны воды выше, чем со стороны огня, а со стороны огня выше, чем в середине (см. ниже, результаты исследования твердости). При этом характерно, что твердость по Бринелю гораздо ниже, чем по Виккерсу. Это станет вполне понятным, если учесть то обстоятельство, что алмаз прибора Виккерса проникает в глубину металла на 0,093 мм, т. е. захватывает самый поверхностный его слой (пленку и лежащий ниже «выгоревший» слой), шарик же пресса Бринеля проникает вглубь металла примерно

на 1 мм, т. е. захватывает более глубокие слои металла, которые или совсем не подвержены межкристаллическому воздействию кислорода или подвержены ему в очень слабой степени, середина же металла показывает твердость наименьшую, так как эта часть металла совершенно не подвергалась влиянию кислорода.

Твердость железа со стороны воды выше, чем со стороны огня. Это объясняется избытком углерода со стороны воды за счет угольной кислоты, получаемой из воды, причем угольная кислота к тому же корродирует железо, делая его более хрупким.

Таким образом, исследуя прибором Виккерса лишь поверхностный слой, видим, что с поверхности металл стал более хрупким за счет диффундированного в него кислорода и за счет действия угольной кислоты.

Следует заметить, что этой хрупкостью металл поражен только с поверхностных слоев, что видно и из того, что хотя уменьшение С, S и P к поверхности и наблюдается, но оно относительно очень невелико (см. таблицу 43); кроме того, твердость металла при проникновении вглубь на 1 мм (по Бринелю) дает более значительное отклонение (в сторону уменьшения), чем на самой поверхности. Объясняется это тем, что пленка  $Fe_3O_4$  настолько плотна и прочна, что проникновение кислорода через нее внутрь металла бывает незначительно, и повышение хрупкости металла за счет этого явления если и будет иметь место, то в очень слабой степени.

Резюмируя сказанное, необходимо констатировать, что по своему химическому составу исследуемое котельное железо достаточно чисто (общее содержание примесей — 0,4—0,6%) и имеет однородную структуру, поэтому ожидать ослабления с течением времени его прочности за счет неоднородности и влияния примесей, т. е. аутокоррозии, трудно.

Исключения могут представить места креплений листов в заклепках, анкерных соединениях и т. п., где за счет внутренних перенапряжений, которые могут быть усилены местным перегревом, может возникнуть межкристаллическая коррозия. Последняя может быть усилена также неоднородностью материала заклепок и котельного листа.

Содержание всех примесей в железе к поверхности уменьшается, что происходит по той причине, что неметаллические примеси с поверхности выгорают (давая с кислородом летучие соединения) и на их место между кристаллами феррита образуются окисные соединения железа, придавая поверхностным слоям хрупкость. Но это изменение содержания примесей незначительно (для углерода — до 0,03, для серы — 0,02 в абсолютной величине) и далеко в глубь металла не идет, так как каналы между кристаллами очень незначительны и, кроме того, образующиеся на поверхности плотные окислы ( $Fe_3O_4$ ) не дают кислороду легко и далеко проникать внутрь.

Содержание марганца к поверхности металла также уменьшается по сравнению с его серединой. Уменьшение его за счет выгорания не должно иметь места, так как марганец с кислородом летучих соединений не дает, а происходит за счет прокатки металла, так как во время прокатки некоторые примеси (Mn) обычно уходят вглубь металла.

Это же явление может произойти с серой и фосфором.

Таким образом, необходимо отметить самый важный и основной фактор, дающий химическую устойчивость металлу, — образование на поверхности его пленки, состоящей в основной своей массе из магнитной окиси железа.

Эта пленка, образуемая, повидимому, очень быстро, покрывает поверхность металла ровным плотным и прочно прилегающим слоем,

предохраняя металл от дальнейшего разрушительного действия воды, пара и солей, находящихся в воде, а также кислорода, огня и продуктов горения топлива. Пленка эта очень тонка и практически не может оказывать влияния на теплопередачу стенок котла.

## 6. Исследование механических свойств материала котлов парохода „Комсомолец“

Исследование механических свойств материала котлов заключалось в разрыве больших и малых образцов из материала бочек и топок котла и в определении твердости котельного железа на аппаратах Бринеля, Виккерса и Роквелла.

Для исследования механических свойств материала из котлов парохода „Комсомолец“ было изъято 28 проб, которым была присвоена следующая классификация:

- А — третье звено бочки котла — паровое пространство;
- А<sub>1</sub> — первое звено нижней гладкой жаровой трубы, середина правой стороны;
- А<sub>2</sub> — второе звено нижней гладкой жаровой трубы, середина левой стороны, вдоль прокатки.

Из котла № 1460 были взяты следующие пробы:

- Б — третье звено бочки котла — водяное пространство;
- Б<sub>1</sub> — второе звено верхней левой жаровой трубы, середина правой стороны, ближе к верху, вдоль прокатки;
- Б<sub>2</sub> — третье звено верхней левой жаровой трубы, верхняя четверть правой стороны, вдоль прокатки;
- Б<sub>3</sub> — первое звено верхней правой жаровой трубы, верхняя четверть левой стороны, вдоль прокатки;
- Б<sub>4</sub> — второе звено верхней правой жаровой трубы, верхняя четверть правой стороны, вдоль прокатки;
- Б<sub>5</sub> — второе звено нижней жаровой трубы верхней четверти правой стороны, вдоль прокатки;
- Б<sub>6</sub> — третье звено нижней жаровой трубы, вдоль прокатки.

При изучении механических свойств материала старых котлов было обращено внимание на определение основных характеристик:

- $\sigma_b$  — временного сопротивления при растяжении;
- $i$  — относительного удлинения;
- $\Sigma$  — относительного сужения;
- $\sigma_p$  — предела пропорциональности;
- $\sigma_t$  — предела текучести.

Пробы на разрыв были взяты согласно техническим условиям для проб котельного железа, за исключением четырех поперечных проб, вырезанных из бочек котлов, — на 50 мм короче.

Материал бочек котлов, изготовленных из литого железа, согласно вюрцбургским международным нормам от 25 июня 1881 г., переработанным в Киле в 1895 году, при толщине котельного железа до 24 мм должен удовлетворять следующим условиям:

- а) временное сопротивление не должно быть менее:

$$\sigma = 39 \text{--} 45 \text{ кг/мм}^2;$$

- б) относительное удлинение не должно быть менее:  $i = 20\%$ ;

в) качественное число, — сумма величин временного сопротивления и относительного удлинения, — должно быть равно:

$$\psi = \sigma + i = 60.$$

По нормальным техническим условиям, утвержденным министерством путей сообщения 5 июля 1897 г., материал бочек котлов, изготовленных из литого железа, при толщине листа от 8 до 28 мм должен иметь:

временное сопротивление:  $\sigma = 36 \div 42$  кг/мм<sup>2</sup>;

относительное удлинение:  $i = 22\%$ ;

качественное число:  $\psi = 61$ .

В «Сборнике технических условий на поставку металлов в подвижном составе министерства путей сообщения» для материала бочек даны следующие нормы:

временное сопротивление:  $\sigma = 33 \div 44$  кг/мм<sup>2</sup>;

относительное удлинение:  $i = 20\%$ .

Соблюдения величины качественного числа, согласно этим условиям, не требовалось.

Кроме того, по всем техническим нормам для железа необходимо было взять изгибную пробу, кузнечную пробу и пробу на пробивку дыр.

От изгибной пробы по техническим условиям требовались предварительный равномерный нагрев до темновисневого цвета и погружение в воду, нагретую до 28°.

Загиб производился на 180° около стержня диаметром, равным однократной толщине листа (по вюрцбургским нормам диаметр стержня равен тройной толщине листа). Проба, выдержавшая испытание, не должна иметь ясного надлома металла в местах сгиба.

Количество листов, подвергающихся испытанию на разрыв и изгиб, должно составлять 25% всей партии.

Требования ОСТ № 4126 на котельное железо для бочек котла в настоящее время сводятся к следующему:

временное сопротивление:  $\sigma_b = 37 \div 44$  кг/мм<sup>2</sup>;

относительное удлинение:  $i = 24\%$ ;

сужение в шейке  $\epsilon = 45\%$ ;

загиб на угол в 180°;

температура прокатки 1180 — 800°;

температура отжига 920°.

Испытаниям образцы должны подвергаться в отожженном состоянии.

## 7. Разрыв больших проб материала котлов парохода «Комсомолец»

Результаты разрыва продольных и поперечных труб материала котлов парохода «Комсомолец» сведены в таблицу 45.

Из анализа данных таблицы 45 видно, что две поперечные пробы дали несколько пониженное значение временного сопротивления: 35,2 и 35,6 кг/мм<sup>2</sup>.

В среднем все пробы дали величину временного сопротивления, равную:  $\sigma_b = 35,91$  кг/мм<sup>2</sup>.

Относительное удлинение всех проб оказалось выше нормы, так что среднее значение качественного числа получилось:  $\psi = 61,6$  вместо 60.

О хорошем качестве железа и не потерянной им способности к деформациям говорит также высокое значение относительного сужения в шейке:  $\epsilon = 57,4\%$ .

Разрыв продольных и поперечных проб из бочек котлов парохода  
«Комсомолец»

Литера пробы	Вырезка	Относительное удлинение, %	Относительное сужение шейки, %	Предел текучести в кг/мм <sup>2</sup>	Временное сопротивление в кг/мм <sup>2</sup>	Качественное число	Характер разрыва
A <sub>1</sub>	Долевая . . . . .	26,0	53,8	22,7	36,0	62,0	Расслой
A <sub>2</sub>	Долевая . . . . .	29,1	60,8	21,7	35,6	64,7	Чашечка
A <sub>3</sub>	Поперечная . . . . .	26,7	55,3	24,0	35,2	61,9	Глазок
A <sub>4</sub>	Поперечная . . . . .	24,6	58,1	23,6	35,6	60,2	Глазок
B <sub>1</sub>	Долевая . . . . .	24,1	59,1	22,7	36,2	60,3	Получашечка
B <sub>2</sub>	Долевая . . . . .	26,9	58,1	22,5	36,1	63,0	Чашечка
B <sub>3</sub>	Поперечная . . . . .	24,6	57,4	23,8	36,6	61,2	Срезавшаяся получашечка
B <sub>4</sub>	Поперечная . . . . .	23,5	56,5	23,6	36,0	59,5	Глазок
	Среднее . . . . .	25,69	57,4	23,07	35,91	61,6	

Примечание. При разрыве укороченных проб A<sub>4</sub>, B<sub>3</sub> и B<sub>4</sub> получилось одинаковое для всех проб удлинение — 46 мм, или 30,7%.

Об этом же говорит и средняя величина напряжений, соответствующего пределу текучести, равная 23,07 кг/мм<sup>2</sup>. Отношение этой величины к среднему значению временного сопротивления равно:  $\frac{\sigma_1}{\sigma_0} = 0,645$ .

У материалов, работавших долгое время с напряжением, выходящим за пределы текучести, это отношение составляет величину, близкую к единице.

При испытании материала бочки котла № 1461, взятого недалеко от трещины, получено временное сопротивление в 37,5 кг/мм<sup>2</sup> и относительное удлинение в 30,4%.

Таким образом, материал бочек котлов парохода «Комсомолец» дал вполне хорошие показатели по механическим качествам.

Котельное железо, употребляющееся на топки, согласно техническим условиям и вюрцбургским нормам, должно удовлетворять следующим техническим характеристикам:

временное сопротивление:  $\sigma_0 = 34 \div 40$  кг/мм<sup>2</sup>;

относительное удлинение:  $i = 25\%$ ;

качественное число:  $\psi = 62$ .

По техническим условиям министерства путей сообщения 1916 года листы для огневых частей должны удовлетворять следующим требованиям:

временное сопротивление:  $\sigma_b = 33 \div 42$  кг/мм<sup>2</sup>;

относительное удлинение:  $i = 26\%$ .

Проба на загиб должна быть произведена до сжатия планки вплотную.

По ОСТ материал жаровых труб должен удовлетворять следующим требованиям:

временное сопротивление  $\sigma_b = 33 \div 40$  кг/мм<sup>2</sup>;

относительное удлинение  $i = 26 \div 28\%$ ;

сужение в шейке  $\epsilon = 50\%$ ;

загиб (холодный) на 180°;

температура прокатки 1200—800°;

температура отжига 920°.

Результаты произведенных испытаний сведены в таблицу 46.

Таблица 46

Разрыв проб котельного железа топок парохода „Комсомолец“

Откуда взята проба и ее литера	Вырезка	Относительное удлинение в процентах	Относительное сужение шейки в процентах	Предел текучести в кг/мм <sup>2</sup>	Временное сопротивление в кг/мм <sup>2</sup>	Качественное число	Характер разрыва
Первое звено гладкой топки . . . . . А <sub>1</sub>	Долевая	27,0	46,0	Не уловлен	40,7	67,7	Зигзагообразный желобок аморфный по краям
Второе звено гладкой топки . . . . . А <sub>2</sub>	„	20,0	51,0	27,7	40,4	60,4	Глазок в крайней трети
Второе звено верхней левой жаровой трубы . . . . . Б <sub>1</sub>	„	26,0	38,5	Не уловлен	39,7	65,7	Посередине, как у А <sub>1</sub>
Третье звено верхней левой жаровой трубы . . . . . Б <sub>2</sub>	„	22,5	46,5	26,6	40,4	62,5	Срез с равниной на конце
Первое звено верхней правой жаровой трубы . . . . . Б <sub>3</sub>	„	27,0	50,5	24,7	39,8	66,8	Аморфный срез на конце
Второе звено верхней правой жаровой трубы . . . . . Б <sub>4</sub>	„	25,4	57,0	27,2	38,2	63,6	Чашечка с бугорком посередине
Второе звено нижней жаровой трубы . . . . . Б <sub>5</sub>	„	25,4	47,5	24,1	39,9	65,3	Аморфный, разрыв косо
Третье звено нижней жаровой трубы . . . . . Б <sub>6</sub>	„	24,0	50,0	25,7	38,9	62,9	Чашечка в крайней четверти
Среднее . . . . .		24,66	48,31		39,7	64,36	

Из таблицы 46 видно, что наибольшая величина временного сопротивления получена равной  $\sigma_b = 40,7$  кг/мм<sup>2</sup>, наименьшая  $\sigma_b = 38,2$  кг/мм<sup>2</sup>. В среднем все пробы дали величину временного сопротивления  $\sigma_b = 39,7$  кг/мм<sup>2</sup>.

Величина относительного удлинения колеблется в пределах от 20 до 27%, давая среднюю величину  $i = 24,66\%$ .

Качественное число  $\phi$  колеблется в пределах от 60,4 до 67,7.

Следует отметить, что пробы, вырезанные из первых звеньев жар-



вой трубы, дали лучшие показатели величины качественного числа, чем пробы, вырезанные из середины, а последние — выше, чем пробы, вырезанные из третьих звеньев: 67,25—63,7—62,7.

Снижение качественного числа к концу топки следует отнести к наличию в третьем звене больших температурных напряжений (см. ниже).

Сужения в шейке пробы были в пределах от 38,5 до 57%, в среднем  $\epsilon=48,31\%$ .

### 8. Исследование механических свойств материала топок котлов парохода „Комсомолец“ на прессе Гагарина

Заготовки проб, вырезанные из топок котла, были удлинены на 70 мм с тем, чтобы изготовить из них добавочные пробы для разрыва на прессе Гагарина.

Все планки из топок были вырезаны вдоль прокатки, пробы же к прессу Гагарина были изготовлены поперек планки, т. е. поперек прокатки.

При разрыве на прессе Гагарина были определены: относительное удлинение, относительное сжатие, предел упругости по методу Джонсона, предел текучести, отношение предела упругости и текучести к временному сопротивлению.

Результаты испытаний сведены в таблицу 47.

Таблица 47

Разрыв проб, вырезанных из топок, на прессе Гагарина

Литера пробы	Вырезка	Относительное удлинение в процентах	Относительное сжатие шейки в процентах	Условный предел упругости, определенный по методу Джонсона, в кг/мм <sup>2</sup>	Предел текучести в кг/мм <sup>2</sup>	Временное сопротивление в кг/мм <sup>2</sup>	Отношение предела упругости к временному сопротивлению	Отношение предела текучести к пределу упругости
A <sub>1</sub>	Поперечная	39,0	60,0	21,1	22,5	39,1	0,540	0,575
A <sub>1</sub>	"	36,0	64,0	21,9	23,9	41,1	0,530	0,595
A <sub>2</sub>	"	42,7	64,0	19,9	22,5	41,0	0,495	0,548
A <sub>2</sub>	"	34,0	62,0	18,9	19,7	39,2	0,483	0,505
B <sub>1</sub>	"	39,0	60,7	22,7	23,8	40,0	0,565	0,595
B <sub>1</sub>	"	42,0	62,0	25,7	26,9	40,3	0,637	0,667
B <sub>2</sub>	"	37,0	69,5	26,0	26,6	42,4	0,615	0,630
B <sub>2</sub>	"	39,3	66,0	23,6	24,6	44,2	0,537	0,555
B <sub>3</sub>	"	36,0	67,7	21,0	23,0	39,6	0,530	0,580
B <sub>3</sub>	"	35,0	69,6	21,2	22,7	42,5	0,500	0,535
B <sub>4</sub>	"	31,0	60,0	19,1	20,6	40,0	0,477	0,505
B <sub>4</sub>	"	27,3	62,0	19,8	20,9	39,4	0,503	0,530
B <sub>5</sub>	"	41,7	68,0	22,2	23,1	38,0	0,585	0,607
B <sub>5</sub>	"	26,3	64,6	33,8	35,8	38,0	0,885	0,940
B <sub>6</sub>	"	40,7	64,0	19,9	20,9	37,2	0,535	0,560
B <sub>6</sub>	"	38,7	69,7	21,6	23,1	38,4	0,565	0,605
Среднее . . .		37,09	64,6	21,7	23,65	40,16	0,540	0,579

Примечание. Под литерами A<sub>1</sub>' , A<sub>2</sub>' и т. д. даны дубликаты образцов, взятых из тех же мест, что и A<sub>1</sub>, A<sub>2</sub> и т. д.

Как видно из таблицы 47, для круглых выточенных из середины листа образцов, испытанных на прессе Гагарина, величина временного сопротивления почти совпала с величиной временного сопротивления

для плоских проб, взятых согласно техническим условиям из топок (с поверхностной коркой): на прессе Гагарина пробы дали временное сопротивление в  $40,16 \text{ кг/мм}^2$ , а плоские пробы имели среднюю величину временного сопротивления  $39,7 \text{ кг/мм}^2$ . Величина относительных удлинений образцов на прессе Гагарина в полтора раза больше, чем средняя величина относительного удлинения для плоских образцов (на прессе Гагарина  $i = 37,09\%$ , на плоских  $i = 24,66\%$ ). Эта разница зависит, во-первых, от соотношения длин в образцах: расчетная длина плоских образцов взята была строго по техническим условиям, по формуле:

$$L = 11,3 \sqrt{F},$$

а расчетная длина образцов к прессу Гагарина, равная 30 мм при диаметре образца  $d=6 \text{ мм}$ , взята из соотношения:

$$L = 5,65 \sqrt{r}.$$

Если привести расчетные длины к круглому нормальному образцу, то в первом случае плоская проба будет иметь расчетную длину, равную десятикратному диаметру образца, а проба к прессу Гагарина — пятикратному диаметру образца.

Таким образом, при разрыве проб из бочек котла пришлось иметь дело с неодинаковой расчетной длиной проб, причем пробы с меньшей расчетной длиной дали большую величину относительного удлинения, чем пробы с большей расчетной длиной (см. примечание к таблице 45 разрыва образцов из бочки котла, где поперечные пробы при подсчете удлинения на длине  $L = 5,65 \sqrt{F}$  дали его равным  $30,7\%$  вместо  $26,50\%$  — удлинения для проб с расчетной длиной  $L = 11,3 \sqrt{F}$ ).

Средняя величина относительного удлинения проб, разорванных на прессе Гагарина, равна  $37,09\%$  вместо  $30,7\%$ , что составляет разницу в  $6,39\%$ . Эту разницу в большую сторону следует отнести за счет иной формы образца (не плоская, а круглая) и снятия с проб к прессу Гагарина поверхностной корки. Кроме того, в плоских пробах удлинение снижалось вследствие наличия на поверхности проб надрубов зубилом, произведенных при очистке котла от накипи.

На увеличение удлинения при разрыве проб на прессе Гагарина повлияло также время разрыва: на прессе Гагарина образец рвется от 40 до 60 минут против одной минуты, потребной для разрыва планки на прессе системы Мора и Федерграффа, на котором и был произведен разрыв плоских образцов.

То же следует сказать и о величине поперечного сужения в шейке: при разрыве точеных образцов оно равно  $64,6\%$  против  $48,31\%$  для плоских. Отсутствие корки и медленная работа пресса обусловили лучшую деформацию в шейке. Кроме того, разрыв на прессе Гагарина дал возможность определить пределы пропорциональности и текучести материала.

Предел упругости получен из диаграммы растяжения методом Джонсона; предел текучести был определен горизонтальным участком на кривой растяжения.

Из анализа величины напряжений пределов упругости и текучести видно, что напряжения, соответствующее пределу упругости, составляет  $54\%$  величины временного сопротивления, а напряжение предела текучести равно  $57,9\%$  величины временного сопротивления растяжению. Отсюда ясно, что материал топок, несмотря на долголетнюю службу котлов, вполне сохранил свою работоспособность.

Для того, чтобы яснее оттенить выводы, что материал котлов вполне сохранил свою работоспособность, несмотря на то, что в швах топки имелись трещины, образец № 5, вырезанный из второго звена нижней жаровой трубы, заставили работать с напряжением, выходящим за пределы упругости. При этом отношение предела упругости к временному сопротивлению для этого образца после искусственного повышения напряжения оказалось равным  $\frac{\sigma_B}{\sigma_B} = 0,885$ , а отношение предела текучести

к временному сопротивлению —  $\frac{\sigma_{0,2}}{\sigma_B} = 0,940$ , что много выше отношений этих же величин при разрыве образцов из нового материала.

Таким образом, следует заключить, что материал топки или не подвергался напряжениям выше предела текучести, или температурный режим топки, несмотря на возникающие высокие напряжения в материале от действия температуры, восстанавливает прежнюю работоспособность материала после прекращении влияния пламени и топочных газов.

В продольных же и поперечных швах, а также в прочих соединениях, где из-за отсутствия нормальной теплопередачи наблюдается высокий местный перегрев металла, а вместе с тем и выходящие далеко за пределы текучести температурные напряжения в материале, образуются трещины и разрывы металла.

## 9. Исследование твердости материала котлов парохода „Комсомолец“

Исследование твердости котельного железа было произведено на прессе Бринеля, на аппарате Виккерса и на приборе Роквелла. Испытание на твердость по Бринелю проведено шариком диаметром в 100 мм под нагрузкой в 3000 кг. Время нагружения — 15 секунд, выдержка под нагрузкой — 30 секунд.

Испытанию на твердость были подвергнуты головки разрывных проб материала бочек как с наружной стороны, так и со стороны воды, а материал топки — со стороны огня и со стороны воды. Результаты испытаний получились следующие. Наружная поверхность: проба литеры А долевая дала число твердости 108, проба А поперечная — число твердости 113; проба В долевая — число твердости 104 и В поперечная — 108. Для поверхности, обращенной к воде: А долевая — 106, А поперечная — 113; В долевая — 110,5 и В поперечная — 110,5.

Из анализа результатов испытания видно, что материал бочек со стороны воды оказался более твердым, чем с наружной поверхности котла: твердость со стороны воды в среднем  $H = 110$  единиц по Бринелю, а с наружной стороны — в среднем  $H = 108$ .

Как известно, твердость по Бринелю, будучи умножена на известный коэффициент, дает величину временного сопротивления разрыву. Значения этого коэффициента для разных сталей различны и колеблются в пределах от 0,360 до 0,340, причем большее значение коэффициента относят к сталям с малым процентным содержанием углерода, а меньшее — к сталям с большим процентным содержанием углерода.

Знаменский в «Справочнике металлурга» предлагает величину этого коэффициента для всех сталей брать 0,353, а в лабораторной практике завода «Красное Сормово» принимается значение переводного коэффициента от твердости к разрыву для всех сталей равным 0,346.

Представляется более правильным для котельного железа пользоваться коэффициентом 0,346, а не 0,360, так как котельное железо обладает достаточной твердостью, сообщенной ему прокаткой. Тогда:

для наружного слоя:  $\tau_B = 108 \cdot 0,346 = 37,4$  кг/мм<sup>2</sup>;

для слоя, обращенного к воде:

$$\tau_b = 110 \cdot 0,346 = 38,06 \text{ кг/мм}^2.$$

Величина временного сопротивления, полученного непосредственным разрывом проб, вырезанных из бочки котла, равнялась 36 кг/мм<sup>2</sup>.

Как видно, проба по Бринелю довольно близко определяет качество металла бочек.

Испытания на твердость металла топок на прессе Бринеля дали следующие числа твердости.

Таблица 48

	A <sub>1</sub>	A <sub>2</sub>	B <sub>1</sub>	B <sub>2</sub>	B <sub>3</sub>	B <sub>4</sub>	B <sub>5</sub>	B <sub>6</sub>	Среднее
Поверхность, обращенная к воде . . . . .	121	117	115	116	113	109	116	114	115
Поверхность, обращенная к огню . . . . .	117	118	112	115	105	110,5	110,5	106	111,5

Из анализа результатов видно, что и здесь твердость материала топок больше со стороны воды, чем со стороны огня: 115 кг/мм<sup>2</sup> в первом случае и 111,5 кг/мм<sup>2</sup> во втором. Объясняется это тем, что из поверхностных слоев, обращенных к огню, происходит выгорание углерода, что и подтверждается данными химического и микроструктурного анализа.

Величина временного сопротивления топочного железа при переводном коэффициенте от твердости к разрыву, равном 0,346, будет иметь следующие значения:

для слоев, обращенных к воде:

$$\tau_b = 115 \cdot 0,346 = 39,79 \text{ кг/мм}^2;$$

для слоев, обращенных к огню:

$$\tau_b = 111,5 \cdot 0,346 = 38,58 \text{ кг/мм}^2;$$

средняя величина:

$$\tau_b = \frac{39,79 + 38,58}{2} = 39,18 \text{ кг/мм}^2.$$

Средняя величина временного сопротивления материала топок исследуемых котлов, полученного при разрыве плоских проб, равна 39,7 кг/мм<sup>2</sup>, а при разрыве проб из того же материала на прессе Гагарина—40,16 кг/мм<sup>2</sup>.

Здесь имеет место разница в цифрах, характеризующих крепость материала; однако эта разница не выходит из допускаемой точности определения величины временного сопротивления. Это позволяет всем заинтересованным в котловом хозяйстве страны отказаться от вырезки из котлов планок для определения величины временного сопротивления, а производить определение качества материала, исходя из числа твердости по Бринелю, планки же вырезать из котлов лишь в тех случаях, когда величина временного сопротивления, полученная из числа твердости по Бринелю, не соответствует действующим техническим условиям.

При испытании по Бринелю можно ограничиться выверловкой небольшой бляшки,—по размерам равной бляшке, изымаемой для микроструктурного анализа, причем вдавливание можно производить шариком

диаметром в 2,5 или 5 мм, чтобы исключить возможность деформации бляшки вследствие ее малых размеров.

Бляшку для пробы Бринеля можно брать очень близко от обнаруженного дефекта материала котла.

Эта бляшка может быть использована и для микроструктурного анализа, а затем из нее можно взять стружки для химического анализа.

Можно вообще не вырезать бляшек и пользоваться прибором Бринеля переносного типа, который легко установить в любом месте бочки и топки котла. Этот вид испытания производится очень быстро, не портит котла и дает достаточно точные результаты, тем более, что здесь выпадает еще один фактор, влияющий на правильность механического испытания,—лишнее воздействие на материал при вырезке и выправлении разрывной котельной пробы.

В случае получения пониженной величины твердости по Бринелю, а отсюда — и пониженной величины временного сопротивления разрыву, и при желании получить подтверждение пониженного качества материала котла можно взять из бочек или топок котла диск диаметром до 100 мм для изготовления малых разрывных проб к прессу Гагарина, а также пробы на определение ударной вязкости на копре Шарли.

Разрыв цилиндрического образца на прессе Гагарина со снятием диаграммы даст возможность легко судить о качествах, определяющих пригодность или непригодность материала котла для дальнейшей его эксплуатации, так как на диаграмме разрыва легко можно установить предел текучести, предел упругости, величину временного сопротивления и относительного удлинения, а на разорванном образце — также и величину относительного сжатия.

Далее, было произведено испытание на твердость материала бочек и топок котлов на аппарате Виккерса, где давление на металл производилось пирамидальным алмазом, заточенным под углом в  $136^\circ$ , при нагрузке в 30 кг. Длительность приложения нагрузки равнялась 10 секундам. Измерение диагонали лунки производилось при пятидесятикратном увеличении.

Испытанию подвергались поверхности, обращенные к воде и огню, а также середина толщи листа. Наибольшая глубина вдавливания пирамидального алмаза под нагрузкой в 30 кг при испытании проб материала из бочки для поверхностного слоя была равна:

$$h = \frac{d}{2} \cdot \operatorname{tg} \alpha = \frac{652 \cdot 22^\circ}{2 \cdot 400} = \frac{652 \cdot 0,404}{2 \cdot 400} = 0,329 \text{ мм,}$$

где:

$d$  — отсчет по окуляру, причем единица отсчета по окуляру равна  $\frac{1}{400}$  мм;

$\alpha$  — угол, противолежащий искомому катету, — глубина вдавливания.

Таким образом, на аппарате Виккерса испытанию подвергался самый поверхностный слой металла, шарик же пресса Бринеля вдавливался на большую глубину и тем самым дает общую твердость материала.

В самом деле: при диаметре  $D=10$  мм и среднем диаметре лунки  $d=5,6$  мм глубина вдавливания равна:

$$h = \frac{D}{2} - \sqrt{\frac{D^2 - d^2}{4}} = 5 - \sqrt{25 - 7,8} = 5 - 4,14 = 0,86 \text{ мм.}$$

Следовательно, при испытании материала на аппарате Виккерса глубина вдавливания в  $2\frac{1}{2}$  раза меньше глубины вдавливания на прессе Бринеля.

В таблице 49 приведены результаты испытаний твердости поверхностных и средних слоев материала бочек котла, полученные на аппарате Виккерса.

Таблица 49

Номер проб	Наружная поверхность	Поверхность, обращенная к воде	Середина толщи листа
А долевая . . . . .	138,5	141	118,5
А поперечная . . . . .	138,5	141	120,5
Б долевая . . . . .	136,0	154	119
Б поперечная . . . . .	131,0	156	118
Среднее . . . . .	136	148	119

Как видно, поверхностная твердость оказалась выше твердости середины листа, причем твердость слоя металла, обращенного к воде, больше твердости наружной поверхности, а последняя больше твердости середины листа.

Произведя перерасчет твердости на временное сопротивление разрыву, получим следующие величины значений временных сопротивлений разрыву для разных слоев:

для внешнего слоя:  $\sigma_b = 148 \cdot 0,346 = 51$  кг/мм<sup>2</sup>;

для наружного слоя:  $\tau_b = 136 \cdot 0,346 = 47$  кг/мм<sup>2</sup>;

для середины:  $\tau_b = 119 \cdot 0,346 = 41$  кг/мм<sup>2</sup>.

Итак, величина временного сопротивления, вычисленного по твердости середины листа, выше величины временного сопротивления, полученной при разрыве образца. Это несоответствие объясняется неодинаковым содержанием углерода в различных слоях материала бочки: в середине листа, по данным химического анализа, углерода содержится 0,125%, а во втором слое от воды содержание углерода равно лишь 0,049%.

Для приближения пробы на твердость по Виккерсу к испытанию материала на разрыв следует брать несколько точек по толщине листа и вычислять среднюю твердость, а от нее уже переходить к определению величины временного сопротивления.

Из анализа твердости по Виккерсу для топочных листов видно, что твердость поверхностных слоев и середины, как и в листах бочки, различна (таблица 50).

Таблица 50

Место взятия пробы	A <sub>1</sub>	A <sub>2</sub>	Б <sub>1</sub>	Б <sub>2</sub>	Б <sub>3</sub>	Г <sub>4</sub>	Б <sub>6</sub>	Б <sub>8</sub>	Среднее
Поверхность, обращенная к воде . . . . .	166,0	148,0	153,5	166,0	148,5	154,5	151,0	136,0	152,0
Поверхность, обращенная к огню . . . . .	131,5	145,0	122,5	131,0	123,5	139,0	136,0	133,0	134,0
Середина листа . . . . .	118,0	118,0	113,0	116,5	112,0	117,0	116,0	109,0	115,0

При этом твердость слоя, обращенного к воде, выше твердости слоя, обращенного к огню, и твердость середины ниже твердости поверхностных слоев:

$$H_b > H_o > H_c.$$

Переводя числа твердости на значения временных сопротивлений, легко получить:

для поверхностного слоя, обращенного к воде:

$$\sigma_b = 152 \cdot 0,346 = 52 \text{ кг/мм}^2;$$

для поверхностного слоя, обращенного к огню:

$$\sigma_b = 134 \cdot 0,346 = 46,1 \text{ кг/мм}^2;$$

для среднего слоя:

$$\sigma_b = 115 \cdot 0,346 = 40 \text{ кг/мм}^2.$$

Образцы к прессу Гагарина, взятые из среднего слоя материала, дали величину временного сопротивления в 40,16 кг/мм<sup>2</sup>, т. е. показали полное совпадение значения твердости по Виккерсу с временным сопротивлением разрыву.

Итак, хотя наружные слои имеют твердость выше твердости середины листа и тем самым и большую величину временного сопротивления, но толщина этого слоя настолько мала, что не вызывает повышения временного сопротивления пробы в целом.

Происхождение этой поверхностной твердой корки может быть двоякое:

1) положив в основу химическую теорию о проникновении кислорода в поверхностные слои металла по спайности зерен, можно объяснить повышение твердости образованием весьма твердого раствора FeO<sub>2</sub>; кроме того, на повышение твердости в химическом отношении может влиять образование на поверхности листа карбонатов железа за счет угольной кислоты воды (см. химическое исследование);

2) повышение твердости поверхности листов может быть объяснено также сохранением полученной корки вследствие поверхностного уплотнения.

Далее следует отметить данные о твердости котельного железа по Роквеллу по шкале «Б» при нагрузке в 100 кг и диаметре шарика в 15 мм.

На аппарате Роквелла была определена твердость в середине микроструктурных бляшек. Последние были взяты из волнистых жаровых труб котла № 1461, из боковой огневой камеры, из трубной решетки и из противоположной трубной решетке стенки огневой камеры. При этом были получены следующие данные: средняя твердость середины бляшек, взятых из жаровых труб, равна 62, из боков огневой камеры — 67, из трубной решетки — 63 и из стенки огневой камеры — 57.

Числа твердости по Роквеллу имеют связь с числами твердости по Бринелю; отсюда можно было определить и величину временного сопротивления материала жаровых труб, трубной решетки, боков и стенки огневой камеры котла № 1461 (таблица 51).

Таблица 51

Материал частей котла	Число твердости по Роквеллу	Число твердости по Бринелю	Переводной коэффициент	$\sigma_b$ кг/мм <sup>2</sup>
Жаровые трубы . .	62	111,0	0,346	38,2
Трубная решетка . .	63	112,5	0,346	38,7
Бока огневой камеры	67	121,0	0,346	41,8
Стенка огневой камеры . . . . .	57	101	0,346	35,0

Временное сопротивление материала жаровых труб, трубной решетки и боков и стенки огневой камеры также удовлетворяет техническим требованиям.

## 10. Микроструктурное исследование материала котлов парохода „Комсомолец“

Исследование материала котлов «Комсомольца» в отношении микроструктуры состояло в снятии серных отпечатков по способу Баумана с образцов разрывных проб бочек и топок котлов.

Из рассмотрения серных отпечатков можно констатировать пониженное содержание сернистых включений с края листа, что говорит о вполне нормальном расположении включений, нормальном ходе застывания стали в болванке и нормальном ходе прокатки. Образующаяся при остывании болванки ликвационная зона остается в середине толщи листа.

Распределение сернистых включений в топочных листах равномерно, в листах же бочки котла сернистых включений больше, чем в топочных листах; при этом замечается некоторое неравномерное скопление включений. Неравномерность включений особенно выступает в пробах, взятых поперек прокатки из бочек котла.

Такой же характер распределения включений дают обычно серные отпечатки котельного железа, не бывшего в употреблении. Следовательно, существенных изменений в материале за тридцатилетний период работы котлов по сернистым включениям не произошло.

Исследование микроструктуры жаровых труб в огневой камере имело целью проследить, как влияет температура топочных газов на котельное железо.

Для металлографического исследования металла старых котлов было взято двенадцать блюшек из котла № 1461: а) три—соответственно из

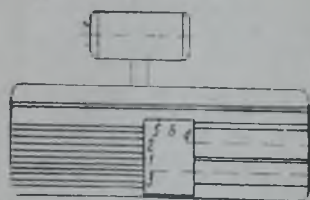


Рис. 381.

первого, третьего и пятого колец правой по фронту котла верхней волнистой жаровой трубы, причем кольца эти были вырезаны из вершины гребня (если смотреть из топки), б) три—из колец волнистой левой жаровой трубы (из вершины гребня низа трубы)

и в) шесть — из огневой камеры, согласно рис. 381.

Каждая блюшка была разрезана пополам и просмотрена под микроскопом при пятисоткратном увеличении. Затем при стократном увеличении были сделаны снимки микроструктуры середины шлифа и краев, обращенных к воде и огню.

Середина шлифа в большинстве случаев давала структуру феррито-перлитовую, с полосчатым расположением феррита, по границам которого залегают перлит (в виде полос, вытянутых вдоль прокатки и в виде отдельных зерен).

Структура краев шлифа нормальная: феррит + перлит, причем зерен перлита здесь заметно меньше, чем в середине листа, что соответствует данным химического анализа листа с меньшим содержанием углерода в поверхностных слоях.

При внимательном рассмотрении шлифов можно было заметить, что со стороны, омываемой водой, структура более богата перлитом, чем со стороны огня, что свидетельствует о некотором выгорании углерода со стороны огня.



## СВЯЗЬ МЕЖДУ МЕХАНИЧЕСКИМИ СВОЙСТВАМИ, МИКРОСТРУКТУРОЙ И ХИМИЧЕСКИМ СОСТАВОМ МАТЕРИАЛА КОТЛОВ

### 1. Исследование механических свойств материала старых котлов на разрывных образцах

За период с 1934 по 1941 год в руководимой автором лаборатории было выполнено большое количество исследований по определению механических свойств, структуры и химического состава материала старых котлов по заявкам пароходов и затонов. Определению механических свойств был подвергнут материал 146 котлов, работавших на 132 пароходах; у этих котлов был испытан материал 89 бочек, 52 топков, 39 огневых камер, 12 трубных решеток, 37 днищ и 12 сухопарников. Для испытания образцов на разрыв было вырезано: из бочек — 228 проб, из топков — 146, из огневых камер — 105, из трубных решеток — 29, из днищ — 76 и из сухопарников — 29 проб. Таким образом, всего было исследовано 613 разрывных образцов, причем 478 проб было взято от котлов известного возраста и 135 — от старых котлов, по которым не имелось точных указаний о времени их постройки.

Испытания на разрыв почти всех образцов производились на прессе Гагарина на малом образце, с расчетной длиной образца  $l = 5d$ ; диаметр образца был равен 5,8—6 мм.

Как правило, испытание на разрыв производилось со снятием диаграммы растяжения, по которой определялись предел пропорциональности и предел текучести и величина временного сопротивления материала растяжению.

Величина абсолютного удлинения замерялась непосредственно по разорванному образцу, и отсюда исчислялась величина относительного удлинения, которое пересчитывалось на удлинение образца при  $l = 10d$ .

У всех образцов определялась также величина относительного сужения в шейке разорванного образца.

Из анализа таблицы 52 (см. вклейку), в которой сведены результаты исследования механических свойств материала старых котлов, видно, что лишь часть образцов (около 6% общего количества), относящаяся или к котлам, изготовленным из сварочного железа, или к котлам, изготовленным из дефектного материала, дала величину временного сопротивления и относительного удлинения ниже норм, подавляющее же большинство, — 578 из 613, или 94% испытанных образцов материала старых котлов, — показало крепость выше 30 кг/мм<sup>2</sup>, в 527 образцах из 613 материал старых котлов имел удлинение свыше 20% и величина относительного сужения в 499 образцах из 573 была выше 50%. Такие результаты могли бы считаться очень хорошими при испытании даже нового материала, не бывшего в употреблении.

Предел пропорциональности только у 35 образцов из общего количества 559 образцов, испытанных на определение предела пропорциональности, был ниже 50%, что указывает на то, что материал старых котлов не перенапряжен, так как известно, что предел пропорциональности в перенапряженном материале повышается.

### 2. Исследование материала старых котлов на удар

Определение ударной вязкости на копье Шарпи произведено у 598 образцов; из них 212 образцов было взято из бочек, 154 — из топков, 99 — из огневых камер, 28 — из трубных решеток, 72 — из днищ и 32 — из

**Данные механических испытаний**

Наименование судна	Дата исследования	Место выемки пробы	Клеймо образца	Временное сопротивление в кг/мм <sup>2</sup>	Предел пропорциональности в кг/мм <sup>2</sup>	Удлинение в процентах	Сужение в процентах	Ударная вязкость в кг/см <sup>2</sup>	Примечание
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
<b>Материал бочек</b>									
п/х „Беднота“	1937 г.	Левый котел	Д	32,5	15,7	28,3	66,0	5,02	
			П	32,3	16,2	25,0	60,8	3,2	
п/х „Ильинец“	1938 г.	Второе звено верхнее	Д	41,5	30,3	25,0	60,2	1,53	9,84—5,07
			П	41,7	24,3	20,5	57,5	1,89	15,1—13,3
		Второе звено нижнее	Д	42,1	30,0	19,3	60,5	1,53	16,8—7,02
			П	40,8	28,3	20,0	59,8	2,74	9,9—12,2
		Третье звено верхнее	Д	37,0	21,9	27,3	71,3	1,82	7,35—12,4
			П	37,6	24,4	26,6	69,7	1,07	11,2—8,55
п/х „Строитель“	1938 г.	Бок	Д	34,1	17,4	36,7	68,5	14,4	
			П	67,9	37,0	26,6	53,6	6,6	
п/х „15 лет Октября“	1938 г.	Первый став	Д	36,4	21,9	28,3	69,2	9,75	
			П	36,3	21,5	28,3	64,0	8,9	
К-р „Наркомздрава“	1938 г.		Д	40,0	20,4	24,0	61,6	18,30	
			П	39,8	21,2	31,0	70,6	18,45	
п/х „Лев“	1939 г.			37,6	19,8	24,7	63,5	5,85	
Станция горячей промывки	1939 г.		Д	40,1	19,1	28,6	69,2	10,5	
			П	39,7	20,4	25,7	63,0	14,15	
Кран „Чернигов“	1939 г.	Первое звено	Д	37,6	21,5	22,4	69,2	12,4	
			П	37,7	19,4	26,0	66,5	18,3	
п/х „Баррикады“	1939 г.	Правый котел второй став, бок	Д	39,0	22,7	28,9	68,7	18,3	
			П	38,4	21,3	23,4	60,5	6,38	
п/х „Межа“	1939 г.		Д	40,1	21,9	25,0	—	9,5	
			П	40,8	26,5	23,7	—	5,06	
п/х „Север“	1939 г.		Д	37,7	18,2	27,7	73,5	1,92	
			П	35,5	16,7	27,0	74,2	1,48	
п/х „Степан Халтурин“	1939 г.	Задний став	Д	35,6	17,4	33,1	69,3	18,5	
			П	35,9	18,2	31,5	62,5	18,18	
п/х „Чарджуй“	1939 г.	Правый котел	Д	36,7	—	23,1	78,0	6,87	
			П	35,4	—	21,3	71,2	1,28	
		Левый котел	Д	39,6	—	21,7	76,5	14,9	
			П	39,6	—	21,7	74,8	11,0	
п/х „Бакенщик“	1939 г.	Второе звено верхнее	Д	35,5	17,9	30,3	73,0	6,64	
			П	36,0	18,5	32,8	76,6	9,46	



	11	Процент содержания углерода
	12	Твердость
107	13	Структурно свободный цементит
110	14	Рекристаллизация
131	15	Неравномерность зерен
137	16	Видмаштетг
136	17	Включения
135	18	Шлаки
107	19	Светловинны
181	20	Строчечность
128	21	хорошая
91	22	удовлетворительная
136	23	можно считать удовлетворительной
156	24	не вполне удовлетворительная
149	25	неудовлетворительная
		Крупное зерно
		Структура

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Наименование судна	Дата исследования	Место выемки пробы	Клеймо образца	Временное сопротивление в кг/мм <sup>2</sup>	Предел пропорциональности в кг/мм <sup>2</sup>	Удлинение в процентах	Сужение в процентах	Ударная вязкость в кг/см <sup>2</sup>	Примечание
п/х „Чард-жуи“	1940 г.	Новый стая	Д П	34,0 33,2	15,4 15,5	28,8 31,0	55,0 57,0	1,23 10,9	
Вокзал № 541	1940 г.	11 стая	Д П	37,0 36,7	20,0 18,5	31,0 27,6	57,1 59,1	14,9 12,6	
п/х „Совхозница“	1940 г.	Среднее звено	Д П	37,1 38,2	18,5 19,3	25,0 23,4	59,1 50,0	— 11,7	
п/х „Волжская 1“	1940 г.	Левый котел № 1406	Д П	35,2 46,1	14,4 25,3	27,0 19,3	59,1 54,6	18,5 16,0	
п/х „Бурудак“	1940 г.	Правый котел № 1405	Д П	43,5 43,9	22,3 24,2	27,0 22,6	61,6 54,6	15,7 6,7	
п/х „Эльтон“	1940 г.	Правый котел, средний стая	Д П	40,5 40,0	20,0 19,3	30,5 29,7	67,2 59,2	14,9 14,5	
Котел № 2158 завода им. Ульянова-Ленина	1940 г.	Левый котел, средний стая	Д П	34,0 35,5	16,6 18,9	28,8 28,3	73,1 69,4	1,42 2,18	
Средние величины				38,28	20,12	26,85	64,8	10,3	
Материал топок									
п/х „Приверх“	1938 г.	Жаровая труба	Д П	25,3 26,8	14,5 13,0	30,0 24,3	53,6 28,6	6,58 7,03	
п/х „Красный партизан“	1938 г.	Правый котел, последнее звено	Д П	38,2 44,5	22,4 24,7	13,7 22,7	21,4 60,9	8,3 11,3	
Котел лесозавода Голден	1938 г.	Правая	Д П	42,7 43,7	20,8 21,9	27,7 25,0	67,0 68,5	12,0 13,0	
Кран „Чернигов“	1939 г.	Второе звено	Д П	37,2 33,9	23,6 19,4	18,7 33,9	67,1 73,0	15,1 14,9	



Наименование судна	Дата исследования	Место выемки пробы	Клеймо образца	Временное прогибление в кг/мм <sup>2</sup>	Предел пропорциональности в кг/мм <sup>2</sup>	Удлинение в процентах	Сужение в процентах	Ударная вязкость в кг/см <sup>2</sup>	Примечание	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
п/х „Баррикады“	1940 г.	Лезый котел, правое третье звено {	Д	40,3	24,7	31,5	68,7			
			П	39,7	23,8	29,1	69,5			
		Левый котел, левое третье звено {	Д	34,6	19,0	29,1	74,0			
			П	35,0	19,8	30,4	71,7			
Правый котел, правое третье звено, верх {	Д	36,5	21,4	28,3	71,3	6,75				
	П	38,0	22,2	28,3	64,0	16,1				
Правый котел, левое первое звено {	Д	37,3	19,0	31,2	72,0	17,9				
	П	38,4	19,4	28,9	68,0	14,8				
п/х „Межа“	1939 г.		Д	32,7	14,8	32,3	75,6	18,5		
			П	32,3	15,8	36,9	77,5	9,29		
Баркас № 1	1939 г.		Д	37,3	19,4	29,5	—	18,7		
			П	36,1	20,1	26,0	46,8	8,9		
п/х „Искровец“	1939 г.	Левый котел {	Д	40,2	21,1	30,5	71,2	18,5		
			П	41,8	22,7	26,7	64,8	14,5		
		Правый котел {	Д	40,1	23,1	26,0	62,3	16,3		
			П	40,5	21,6	22,7	61,8	16,95		
п/х „Марксист“	1939 г.	левое третье звено {	Д	42,7	24,2	27,3	79,8	9,44		
			П	39,5	22,0	17,0	67,5	2,41		
		правое четвертое звено {	Д	45,6	23,6	22,3	72,8	0,98		
			П	44,7	23,3	25,3	78,0	0,67		
Левый котел, правое четвертое звено {	Д	38,3	20,5	32,2	79,7	13,7				
	П	39,5	24,0	30,8	78,2	13,9				
Силовая станция завода им. Кирова	1939 г.		Д	31,5	17,5	23,0	39,6	5,1		
			П	28,2	15,2	15,3	33,9	4,51		
п/х „Усневич“	1939 г.	Левый котел, левая {	Д	32,8	18,9	28,9	73,3	18,2		
			П	32,8	18,5	31,7	73,3	18,4		
Левый котел, правая {		Д	36,2	19,6	30,5	65,8	15,6			
		П	37,1	18,9	27,0	59,3	8,87			

	11	Процент содержания углерода	
		12	13
	115	Твердость	Структурно свободный цементит
	106	Рекристаллизация	Неравномерность зрен
	123	Видманштетт	Включения
	114	Шлаки	Светловины
	168	Строчечность	хорошая
	159	21	удовлетворительная
	129	22	можно считать удовлетворительной
	119	23	не вполне удовлетворительная
	162	24	неудовлетворительная
	162	25	
	120		
	96		
119			
138			

Структура

Большое количество неметаллических включений

Большое количество неметаллических включений



Наименование судна	Дата исследования	Место выемки пробы	Клеймо образца	Временное сопротивление в кг/мм <sup>2</sup>	Предел пропорциональности в кг/мм <sup>2</sup>	Удлинение в процентах	Сужение в процентах	Ударная вязкость в кг/см <sup>2</sup>	Примечание
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Котел № 2 Семипалатинского завода	1939 г.		Д	37,1	25,4	30,8	—	18,4	
			П	37,7	25,3	26,7	59,5	11,7	
п/х „При- верх“			Д	34,2	14,8	20,7	67,5	17,4	
п/х „Лоб- ков“		Д	37,7	18,6	30,5	69,4	18,8		
		П	37,3	18,8	25,0	57,2	9,65		
п/х „Воров- ский“		Левый ко- тел	Д	38,6	22,3	3,0	65,7	17,2	
			П	38,6	22,3	29,8	63,5	17,0	
п/х „Пет- ровск“		Правая, чет- вертое зве- но	Д	41,1	25,5	26,7	69,4	12,7	
			П	40,3	24,6	28,3	59,3	6,5	
п/х „Про- финтерн“		Правый ко- тел	Д	30,6	18,1	31,0	73,1	1,4	
	П		39,2	20,2	27,0	52,0	1,2		
п/х „Эль- тон“	1940 г.	Правый ко- тел, пра- вое чет- вертое звено	Д	35,5	19,3	28,3	67,5	3,52	
			П	35,4	20,5	33,4	71,5	12,5	
		Левый ко- тел, левое четвертое звено	Д	40,7	21,8	26,0	52,6	6,7	
			П	41,4	23,6	27,0	57,4	1,04	
		Левая жа- ровая тру- ба	Д	41,5	22,7	24,4	67,5	3,0	
			П	41,2	23,4	24,2	67,5	1,78	
Котел ма- стерских Дуденево			Д	41,4	—	24,5	—	—	
			П	40,2	21,8	31,7	55,8	—	
Средние величины				38,22	19,0	27,5	62,95	10,97	

М а т е р и а л о г н е в ы х к а м е р

п/х „Иль- инд“	1938 г.	Задняя стенка	Д	40,4	28,2	35,0	68,0	11,15	
			П	39,8	27,2	30,0	68,0	10,05	
п/х „Комму- нистка“		Правый ко- тел, пра- вая перед- няя стенка	Д	36,5	15,9	30,0	71,0	13,12	
			П	36,8	18,8	40,0	69,5	12,18	
		Потолок	Д	42,0	25,1	25,0	60,0	17,6	
			П	36,9	22,9	19,3	51,0	1,8	

11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	Структура				
										21	22	23	24	25
Процент содержания углерода	Твердость	Структурно-свободный цементит	Рекристаллизация	Неравномерность зерен	Видмашетт	Включения	Шлаки	Светловины	Строчечность	хорошая	удовлетворительная	можно считать удовлетворительной	не вполне удовлетворительная	неудовлетворительная
	124	-	-	+	-	-	+	-	-	-	+	-	-	-
	110	-	-	+	-	-	-	-	-	-	+	-	-	-
	134	-	-	+	-	-	+	-	-	-	+	-	-	-
	165	-	-	+	-	-	+	-	-	-	+	-	-	-
	139	+	-	+	-	-	+	-	-	-	-	+	-	-
	-	-	-	+	+	-	-	-	-	-	-	+	-	-
	111	-	-	-	-	+	+	-	-	-	+	-	-	-
	131	-	-	-	-	+	+	+	+	-	+	-	-	-
	138	+	+	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	+
	146	-	-	-	-	-	-	-	+	-	+	-	-	-
	126	7	2	12	2	11	17	9	7	-	12	2	5	10
	153	-	-	+	-	-	-	+	+	-	-	-	+	-
	118	-	-	-	-	-	-	-	-	-	+	-	-	-
	110	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-

Наименование судна	Дата исследования	Место выемки пробы	Клеймо образца	Временное сопротивление в кг/мм <sup>2</sup>	Предел пропорциональности в кг/мм <sup>2</sup>	Удлинение в процентах	Сужение в процентах	Ударная вязкость в кг/см <sup>2</sup>	Примечание
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
п/х „Искровец“	1939 г.		Д П	33,9 34,3	19,8 20,4	25,0 28,3	61,5 64,4	9,02 3,14	
п/х „Чарджуй“	1939 г.		Д П	36,8 37,6	21,1 22,0	13,0 17,1	41,7 52,2	5,37 4,04	
п/х „Усневич“		Передняя стенка	{ Д П	38,1 37,9	20,9 21,1	30,3 31,4	67,4 67,3	17,7 11,3	
п/х „Воровский“		Правый котел	{ Д П	38,9 39,8	20,3 21,2	26,0 29,8	55,0 63,5	17,5 12,9	
п/х „Дельфин“		Правая	{ Д П	40,8 41,7	23,4 25,2	26,7 24,5	61,4 51,6	3,4 16,2	
		Левая	{ Д П	41,2 41,1	26,1 27,0	27,0 19,4	61,4 49,8	15,4 13,1	
п/х „Волочаевск“		Задняя стенка	{ Д П	38,2 40,0	23,0 26,4	22,7 22,0	61,0 55,0	18,5 1,95	
Земляная „Волжская 1“		Левая	{ Д П	43,1 43,5	21,6 21,7	22,6 24,5	61,4 52,0	14,5 5,47	
		Правая	{ Д П	47,0 50,3	24,2 25,0	24,1 21,0	54,6 47,5	7,7 3,7	
п/х „Бурлак“		Правый котел	{ Д П	41,1 40,8	19,6 20,0	28,2 28,0	69,5 63,5	10,1 9,0	
		Левый котел	{ Д П	44,2 43,5	21,5 21,2	27,6 28,0	54,6 54,6	8,25 10,2	
п/х „Чарджуй“			Д П	31,3 34,2	16,3 18,6	12,0 13,3	16,5 13,0	7,26 5,26	
Ледокол №2		Решетка	П	36,1	17,9	24,6	63,8	1,26	
Средние величины					39,62	22,5	25,1	56,5	9,62
М а т е р и а л т р у б н ы х р е ш е т о к									
п/х „Стронтель“	1938 г.	Дымник	{ Д П	35,5 34,8	15,9 17,4	35,0 32,6	63,5 63,5	11,0 8,75	
п/х „Баррикадный“		Левый котел, передняя	{ Д П	33,5 34,8	19,05 19,05	30,6 33,5	67,7 68,0	12,9 14,1	
„Эльтон“		Левый котел, передняя	{ Д П	33,8 33,5	17,5 16,7	22,8 27,6	67,5 63,6	0,88 0,85	
		Правый котел, передняя	{ Д П	33,3 32,8	19,7 21,5	27,6 18,4	69,4 65,4	2,63 0,75	
Средние величины					34	18,3	28,5	66,1	5,23



Наименование судна	Дата исследования	Место выемки пробы	Клеймо образца	Временное сопротивление в кг/мм <sup>2</sup>	Предел пропорциональности в кг/мм <sup>2</sup>	Удлинение в процентах	Сужение в процентах	Ударная вязкость в кг/см <sup>2</sup>	Примечание
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Материал днищ									
п/х „Булганин“		Вертикальн. горизонтальн. вертикальн.		35,2	13,6	33,0	71,3	12,3	
				39,7	18,5	22,7	69,1	13,7	
				38,6	17,8	29,0	71,3	14,3	
п/х „Баррикады“		Левый котел, заднее	{	36,4	20,4	28,5	71,4	16,2	
				35,9	20,8	25,0	51,4	9,36	
п/х „Искровец“	1939 г.	Правый котел, заднее	{	33,4	19,6	25,0	66,7	11,9	
				38,8	19,4	29,4	66,6	9,87	
п/х „Искровец“		Заднее	{	37,3	21,3	30,3	71,3	16,17	
				38,0	21,3	27,4	68,6	12,4	
		Заднее	{	35,7	16,0	31,1	63,9	4,53	
				35,3	15,6	32,0	67,5	2,89	
Баркас № 7		Заднее		36,6	21,7	31,4	70,4	18,3	
Баркас № 5		Заднее		35,8	18,3	33,9	—	18,3	
Баркас № 6		Заднее		36,5	22,8	29,3	—	2,83	
п/х „Усневич“		Задний левый котел	{	Д	38,7	19,5	27,3	61,7	12,9
				П	38,9	18,9	25,3	59,4	13,2
		Задний правый котел	{	Д	37,8	19,3	28,9	61,7	12,6
				П	37,8	18,5	25,7	59,3	12,6
Котел № 2 Семипалатинского завода		Переднее		36,5	20,5	32,0	65,5	13,7	
				36,6	20,6	30,0	63,3	13,3	

	129		138	145	158	165	172	182	192	211	216	215	102	92	21	Процент содержания углерода
	199	188													22	Твердость
	-	-	-	-	-	+	-	-	-	-	+	-	-	-	13	Структурно свободный цементит
	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	14	Рекристаллизация
	+	+	+	+	+	+	+	+	+	-	-	+	+	15	Неравномерность зерен	
	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	+	-	16	Видманштетт	
	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	17	Включения	
	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	18	Шлаки	
	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	19	Светловины	
	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	20	Строчечность	
	-	-	-	-	-	-	-	-	-	+	-	-	-	21	хорошая	
	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	+	-	-	22	удовлетворительная	
	+	+	+	+	+	+	+	+	+	-	-	-	-	23	можно считать удовлетворительной	
	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	+	24	не вполне удовлетворительная	
	-	+	-	-	-	-	-	-	-	-	-	+	-	25	неудовлетворительная	

Структура

сухопарников; при этом 471 проба была взята из котлов с указанием возраста и 118 проб — из котлов неизвестного возраста (правильнее было бы котлы неизвестного возраста считать котлами в возрасте 35—40—50 лет).

В таблице 52 данные испытаний на ударную вязкость разбиты на две рубрики: испытаний, произведенных до 1939 года, и испытаний, произведенных до 1 августа 1941 года. Дело в том, что до 1939 года лаборатория строго не следила за местом выемки из заготовки образца на Шарпи: образец для испытаний на удар вырезался из заготовки так, как это удобнее было мастеру, при изготовлении же образцов с 1939 года в лаборатории принято, чтобы на стороне образца, на которой производится запил, оставались знаки поверхностной корки, что давало уверенность в том, что образец взят не из середины толщи листа и запил в образце не обращен к середине образца, в которой обычно сосредоточена сегрегационная зона. Сохранение следов черной корки на образце давало уверенность в идентичности изготовления образцов.

Легко видеть, что это мероприятие повлияло на число результатов испытаний с повышенными данными ударной вязкости; если из 226 образцов, испытанных до 1939 года, величина ударной вязкости в  $10 \text{ кг/см}^2$  и выше получена у 83 образцов, то из 363 образцов, испытанных, начиная с 1939 года, ударная вязкость выше  $10 \text{ кг/см}^2$  получилась у 173 образцов. Таким образом, число повышенных показаний возросло с 37 до 47%.

Из рассмотрения данных по ударной вязкости отдельно при испытаниях до 1939 года и с 1939 по 1941 год видно, что ударная вязкость до  $6 \text{ кг/см}^2$  в первом случае составляла 33%, а во втором 27%. Таким образом, место взятия образца, безусловно, оказало свое влияние в сторону повышения величины ударной вязкости в испытываемых образцах.

Результаты испытаний на ударную вязкость крайне разнообразны: часто бывают случаи, когда один образец дает величину ударной вязкости в  $15 \text{ кг/см}^2$ , а второй вырезанный из той же заготовки образец —  $1 \text{ кг/см}^2$ ; при этом прочие механические характеристики, — временное сопротивление, относительное удлинение и поперечное сужение, — бывают весьма высоки, а микроструктура котельного железа бывает вполне удовлетворительна.

В таблице 53 приведен для сличения ряд данных по комплексному исследованию материала бочек, топков, огневых камер, трубок, решеток, днищ и сухопарников, которые подтверждают сказанное в отношении разнообразия величин ударной вязкости и малого соответствия между ударной пробой и прочими механическими и металлографическими показателями качества металла.

### **3. Анализ данных механических характеристик в сопоставлении с микроструктурой и химическим составом материала старых котлов**

Из анализа приводимых в таблицах 52 и 53 данных механических испытаний и микроисследований легко видеть слабую связь между показателями механических качеств и микроструктурой: часто одни хороши, другие плохи, и наоборот. Это говорит о несравнимости и разное механических характеристик для одного и того же материала и ставит вопрос о сомнительности подобных испытаний по определению механических характеристик материала старых котлов и о целесообразности замены целого комплекса механических испытаний химическим анализом и микроисследованием.

Исследуя причины пестроты показателей при определении ударной вязкости котельного железа, удалось установить связь между величиной, характеризующей вязкость, и содержанием в железе серы и особенно фосфора. В большинстве случаев при содержании в котельном железе серы выше 0,08% и фосфора выше 0,05% ударная вязкость падает до 1—2 кг/см<sup>2</sup>.

В таблице 54 приведены данные о зависимости ударной вязкости от химического состава материала котлов. Из анализа этой таблицы видно, что повышение содержания фосфора снижает до крайне низких пределов величины ударной вязкости; повышенное содержание серы также снижает величину ударной вязкости, но в гораздо меньшей мере, чем фосфор.

Отсюда становится понятным понижение величины ударной вязкости образцов, взятых из середины толщи котельного железа (см. исследование котлов парохода «Комсомолец»), так как в середине, как правило, бывает больше скоплений фосфора и серы.

Таким образом, ударная проба самостоятельно не характеризует материала котлов: ее показания зависят от химической чистоты котельного железа, а потому при определении качества материала котлов не следует базироваться только на характеристиках ударной вязкости, а лучше предпочесть ей химическое исследование наряду с микроструктурным. Эти исследования ограничиваются выверловкой одной лишь бланки и тем самым делают испытание материала более доступным, легко осуществимым, не портящим котла и в то же время дающим достаточно надежные результаты.

#### 4. Микроструктурное исследование материала старых котлов

За период с 1934 по июль 1941 года в лаборатории, руководимой автором, был подвергнут микроструктурному исследованию материал 251 котла, из которых у 167 котлов были данные о времени их изготовления и у 84 котлов не было данных об их возрасте.

За указанный период из 251 котла было взято и рассмотрено 1605 шлифов, из них 384 шлифа было взято из бочек, 375 — из топок, 351 — из огневых камер, 208 — из трубных решеток, 207 — из днищ и 80 шлифов — из сухопарников.

При микроструктурном исследовании (табл. 55) обращалось внимание на наличие в материале зерен структурно свободного цемента, рекристаллизации, неравномерности зерна, структуры видманштетта, включений сернистого марганца, шлаков, светловин и строчечности.

Как правило, при исследовании структуры исследовалась также твердость по толще шлифа на аппарате Виккерса.

Структура характеризовалась оценками «хорошая», «удовлетворительная», «можно считать удовлетворительной», «не вполне удовлетворительная» и «неудовлетворительная».

Введение промежуточных характеристик между удовлетворительной и неудовлетворительной структурами диктовалось тем, что наличие светловин и строчечности, не вполне резкой неравномерности зерна и присутствие шлаковых включений в небольшом количестве не давало права отнести ту или иную структуру к дефектной, но вместе с тем нельзя было считать ее и вполне удовлетворительной.

При большом количестве шлифов, — свыше тысячи, — имелось такое большое разнообразие структуры, что оценки: «можно считать удовлетворительной» и «не вполне удовлетворительная» вызваны были прямой необходимостью отличить один материал от другого.

Наличие в материале котлов светловин и строчечности при хорошем



Связь между химическим составом материала котлов и ударной вязкостью

Наименование судна	Направление образца	$\sigma_b$	$\sigma_p$	$i$	$\phi$	$a$	$c$	Mn	Si	Cr	S	P	
Ледокол № 2, бочка котла . . . . .	Продольный	36,8	22,3	21,0	57,3	1,23	0,10	0,35	нет	—	0,085	—	
	Поперечный	35,9	20,2	20,7	56,8	1,52	—	—	—	—	—	—	
Ледокол № 2, решетка огневой камеры . . . . .	Поперечный	36,1	17,9	24,6	67,8 63,8	1,26	0,11	0,42	—	—	0,105	0,058	
п/х „Астроном“, правая жаровая труба правого котла	Поперечный	35	17,6	22,3	48,1	1,565	0,07	сл.	сл.	—	0,005	0,100	
	Продольный	35,0	18,5	28,3	63,4	2,334	0,05	сл.	сл.	—	0,029	0,184	
п/х „Марксист“, 4-е звено правой топки правого котла	Поперечный	47,7	23,3	25,3	78,0	0,67	0,10	0,55	сл.	—	0,033	0,174	
	Продольный	45,6	23,6	22,3	72,8	0,48	0,11	0,37	сл.	—	0,042	0,172	
п/х „Север“, бочка котла . . . . .	Продольный	37,7	18,2	27,7	73,5	1,92	0,11	0,36	нет	—	0,026	0,062	
	Поперечный	35,5	16,7	27,0	74,2	1,48	0,11	0,34	нет	—	0,026	0,065	
п/х „Эльтон“	жаровая труба . . . . .	41,2	23,4	24,2	67,5	1,78	0,07	0,41	нет	—	0,077	0,083	
	перед решетки левого котла . . .	Продольный	33,8	17,5	22	67,5	0,88	0,10	0,38	нет	нет	0,082	0,035
		Поперечный	35,5	16,7	27,6	63,6	0,848						
перед решетки правого котла . . .	Продольный	33,3	19,7	27,6	69,4	2,63	0,090	0,43	—	—	0,093	0,023	
Поперечный	32,8	21,5	28,4	65,4	0,75								
п/х „Роза Люксембург“	жаровая труба правая . . . . .	36,8	28,4	28,6	74,0	18,0	0,09	0,64	сл.	—	0,033	0,036	
	жаровая труба левая . . . . .	33,4	17,7	29,4	75,0	18,0	0,07	0,61	сл.	—	0,028	0,033	
	лобовина котла левая . . . . .	34,9	15,0	26,4	67,5	14,9	0,13	0,47	сл.	—	0,036	0,034	
	лобовина котла левая . . . . .	34,3	18,6	29,0	66,0	16,2	0,13	0,46	сл.	—	0,034	0,030	
п/х „Рылеев“, топка . . . . .	—	37,4	26,1	26,6	75	11,25	0,18	0,63	0,05	—	0,025	0,031	
б/с „Трудовой“, трубная решетка . . . . .	Неизвестно	51,0	42,6	8,4	63,8	6,8	0,08	0,50	сл.	—	0,058	0,053	
п/х „Работница“, бочка котла . . . . .	Поперечный	32,0	14,7	31,1	65,8	1,35	0,09	0,41	—	—	0,026	0,031	
	Продольный	31,3	14,75	28,3	63,5	2,52	—	—	—	—	—	—	

Результаты микроструктурных исследований материала котлов с известными сроками службы

Срок службы котла	Число котлов	Всего вырезок	Из них						Б о ч к а															
			бочка	топка	огневая камера	трубная решетка	днище	сухопарник	структурно-свободный цементит	рекристаллизация	неравномерность зерна	видманштетт	включения	шлаки	светловины и строчечность	структура						структурно-свободный цементит	рекристаллизация	неравномерность зерна
																хорошая	удовлетворительная	можно считать удовлетворительной	не вполне удовлетворительная	неудовлетворительная	структурно-свободный цементит			
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23		
От 1 г. до 10 л. . . . .	5	34	12	8	7	—	5	2	1	—	12	1	—	9	2	—	8	3	—	1	—	1	6	
От 10 до 20 л. . . . .	4	12	6	4	2	—	—	—	—	—	—	—	1	1	6	—	6	—	—	—	1	—	1	
От 20 до 30 л. . . . .	14	35	14	9	4	4	3	1	1	—	10	—	4	12	2	—	8	1	4	1	—	—	6	
От 30 до 40 л. . . . .	74	481	112	100	105	77	69	18	11	2	49	—	34	36	56	3	72	21	4	12	12	5	58	
От 40 до 50 л. . . . .	69	394	84	90	93	61	55	11	5	3	41	—	22	40	37	3	62	8	8	3	3	8	42	
От 50 до 60 л. . . . .	1	1	—	—	—	—	—	1	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
	167	957	228	211	211	142	132	33	18	5	112	1	61	98	103	6	156	33	16	17	16	14	113	
Т р у б н а я р е ш е т к а																								
От 1 г.-10 л. . . . .	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
От 10 до 20 л. . . . .	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
От 20 до 30 л. . . . .	—	—	—	—	—	—	—	—	1	—	2	—	—	—	—	1	2	1	—	—	—	—	3	
От 30 до 40 л. . . . .	—	—	—	—	—	—	—	—	3	8	35	1	16	33	29	9	39	8	12	9	3	—	29	
От 40 до 50 л. . . . .	—	—	—	—	—	—	—	—	—	9	23	—	14	22	16	8	40	3	10	—	7	3	39	
От 50 до 60 л. . . . .	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
	—	—	—	—	—	—	—	—	4	17	60	1	30	57	45	18	81	12	22	9	10	3	71	

Срок службы котла	Топка										Огневая камера										
	видманштетт	включения	шлаки	светловины и строчечность	структура					структурно-свободный цементит	рекристаллизация	неравномерность зерна	видманштетт	включения	шлаки	светловины и строчечность	структура				
					хорошая	удовлетворительная	можно считать удовлетворительной	не вполне удовлетворительная	неудовлетворительная								хорошая	удовлетворительная	можно считать удовлетворительной	не вполне удовлетворительная	неудовлетворительная
24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40	41	42	43	44	
От 1 г. до 10 л. . . . .	—	3	7	3	—	7	—	—	1	—	—	5	—	4	3	2	—	5	1	1	—
От 10 до 20 л. . . . .	—	1	3	—	—	2	—	1	—	—	—	1	—	1	—	—	2	—	—	—	—
От 20 до 30 л. . . . .	—	3	4	1	—	6	2	1	—	—	—	2	—	1	2	—	4	—	—	—	—
От 30 до 40 л. . . . .	2	27	43	53	6	53	16	10	15	12	2	48	—	18	42	24	11	69	10	3	12
От 40 до 50 л. . . . .	—	30	38	46	7	60	6	7	10	3	7	47	1	26	40	47	17	49	8	12	7
От 50 до 60 л. . . . .	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	2	64	95	103	13	128	24	19	27	15	9	103	1	49	87	73	28	129	19	16	19
	Днище										Сухопарник										
От 1 г. до 10 л. . . . .	—	—	3	1	—	5	—	—	—	1	—	2	—	—	2	1	—	2	—	—	—
От 10 до 20 л. . . . .	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
От 20 до 30 л. . . . .	—	2	3	2	—	2	1	—	—	—	—	—	—	1	—	1	—	1	—	—	—
От 30 до 40 л. . . . .	—	13	33	29	9	40	5	7	8	1	1	11	1	2	9	4	1	8	3	2	4
От 40 до 50 л. . . . .	—	16	27	21	3	26	4	10	12	1	2	3	—	1	7	4	—	6	2	1	2
От 50 до 60 л. . . . .	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1	1	1	—	1	—	1	—	—	—	—	1
	—	31	66	53	12	73	10	17	20	4	4	17	1	5	18	11	1	17	5	3	7

зерне, несмотря на кажущуюся дефектность структуры, особенно при рассмотрении фотоснимка (снимок обычно представляет  $\frac{1}{500}$  часть шлифа), не позволяло считать материал в целом неудовлетворительным; при этом надо помнить, что при исследовании шлифа, как правило, всегда фотографируют самое плохое место, иногда забывая, что этот дефект совершенно случаен. Лишь наличие в ярко выраженной форме структурно свободного цементита и рекристаллизация зерен на значительной глубине от края шлифа, при наличии всех прочих положительных признаков, давали основание относить структуру к разряду неудовлетворительных.

При рассмотрении 1605 шлифов обнаружено: в 139 (8,6% общего количества шлифов)—наличие структурно свободного цементита, в 97 (6% общего количества) — рекристаллизация, в 879 шлифах — неоднородность зерна, в 27 шлифах — видманштеттова структура, в 388 — включения сернистого марганца, в 757 шлифах (почти 50% общего количества) — шлаковые включения и в 812 шлифах — светловины и строчечность.

Результаты металлографических исследований сведены в таблице 56.

Таблица 56

Результаты металлографического исследования материала котлов

Части котла	Число шлифов	Обнаружено							Структура					Процент неудовлетворительной структуры
		структурно свободный цементит	рекристаллизация	неравномерность зерна	видманштетт	включения	шлаки	светловины и строчечность	хорошая	удовлетворительная	можно считать удовлетворительной	не вполне удовлетворительная	неудовлетворительная	
Бочка .	384	36	11	222	2	107	191	204	14	228	67	41	34	8
Толка .	375	28	29	214	2	86	184	248	20	226	45	34	41	13,3
Огневая камера .	351	30	29	157	13	77	153	140	29	197	34	49	41	11,7
Решетка	208	12	17	100	8	38	71	89	20	105	18	36	29	14,0
Днище .	207	24	6	136	1	62	124	90	13	110	29	25	30	14,5
Сухопарник	80	9	5	50	1	18	34	41	3	43	11	13	10	12,5
Всего	1605	139	97	879	27	388	757	812	99	909	204	198	185	
В процентах к общему числу		8,6	6,0	55	1,7	24	47	51	6,2	56,6	12,9	12,2	12,1	

5. Средние величины механических характеристик материала старых котлов в сравнении с нормами на котельное железо

В таблице 57 приведены средние данные результатов механических и микроструктурных исследований: средние величины временного сопротивления, предела пропорциональности, относительного удлинения, сужения в шейке разорванного образца, ударной вязкости и твердости

отдельно для бочек, топок, огневых камер, трубных решеток, днищ и сухопарников.

Характерно, что временное сопротивление материала бочек и топок оказалось равным  $38,28 \text{ кг/мм}^2$  при относительном удлинении в  $26,85\%$  на образце при  $l = 10d$ , тогда как при постройке требовалась крепость материала бочек и днищ  $38\text{--}45 \text{ кг/мм}^2$  при удлинении от  $19$  до  $24\%$ . Для огневых частей получено  $\sigma_b = 39,62 \text{ кг/мм}^2$ ;  $i = 25,7$  при норме в этом случае для материала величины  $\sigma_b$  от  $34$  до  $42 \text{ кг/мм}^2$  при удлинении от  $23$  до  $26\%$ . Сужение образцов для материала бочек должно быть равным  $45\%$ , а для топок  $50\%$ , получено же сужение материала бочек  $64,8\%$  и для материала топок  $62,95\%$ . Эту разницу можно объяснить тем, что механические свойства котельной стали определяются разрывом плоского нормального образца при  $L = 10d$ , наше же исследование проводилось на образцах к прессу Гагарина.

Таблица 57

Сводная таблица средних величин данных механических испытаний

Части котла	Временное сопротивление в $\text{кг/мм}^2$	Предел пропорциональности в $\text{кг/мм}^2$	Относительное удлинение в процентах	Относительное сужение в процентах	Ударная вязкость в $\text{кг/см}^2$	Твердость по Виккерсу	Переоходной коэффициент от твердости к врем. сопротивлению
Бочки . . .	38,28	20,12	26,85	64,8	10,3	125,2	0,306
Топки . . .	38,2	19	27,5	62,95	10,97	126,0	0,304
Огневые камеры . . .	39,62	22,5	25,7	56,5	9,62	127,6	0,310
Трубные решетки . . .	34,0	18,3	28,5	66,1	5,23	114	0,298
Днища . .	37,4	20,1	28,4	65,3	12,1	121,5	0,305
Сухопарники . . .	35,0	18,77	28,1	67	13,71	132	0,265

Твердость котельной стали, идущей на изготовление бочек и днищ, принималась от  $106$  до  $125$ , а для изготовления огневых частей—от  $95$  до  $117$ .

Полученные из испытаний характеристики материала, бывшего в употреблении, в отношении крепости несколько ниже, а по удлинению значительно выше нового, что ни в коем случае не говорит о снижении качества материала старых котлов.

Некоторое влияние на снижение крепости и на повышение удлинения оказало то обстоятельство, что исследование материала старых котлов проводилось на образцах, вырезанных из толщи листа и лишенных уплотненной корки, которая влияет на увеличение крепости образца и в то же время снижает удлинение, так как в корке легче получаются надрывы.

Увеличение твердости материала старых котлов против норм, характеризующих котельную сталь, употребляемую на постройку новых котлов, может быть объяснено тем обстоятельством, что проба по Виккерсу, как показало детальное исследование котлов парохода «Комсо-

молец», дает твердость несколько более высокую, чем твердость по Бринелю, которая положена в основу характеристики котельной стали при изготовлении новых котлов.

Следует также отметить величину переводного коэффициента от твердости к разрыву при определении твердости на прессе Виккерса. Он оказался ниже принятого на практике коэффициента для мягкой стали  $C=0.36$ . На этом сказались два фактора: во-первых, пониженные величины временных сопротивлений, полученные при испытании образцов, лишенных поверхностной твердости, и, во-вторых, небольшая по глубине величина деформируемого слоя на прессе Виккерса по сравнению с величиной деформируемого слоя при определении твердости на прессе Бринеля, что уже отмечено выше, при исследовании материала котлов «Комсомольца».

Интересно также отметить, что средняя величина ударной вязкости материала старых котлов оказалась выше  $10 \text{ кг/см}^2$ .

Только величина ударной вязкости материала трубных решеток, в отличие от материала остальных частей котлов, вышла из нормы, снизившись до  $5,23 \text{ кг/см}^2$ , что отчасти объясняется малым количеством внесенных в таблицу данных механических испытаний, произведенных параллельно с исследованием микроструктуры.

Понижение ударной вязкости материала трубных решеток следует отнести также к повышенной по сравнению с толщиной бочек и огневым камер толщине трубных решеток, не говоря уже о толщине материала топок и сухопарников.

## 6. Влияние возраста котла на механические и микроструктурные свойства котла

Результаты исследования микроструктуры материала 167 котлов с определенными сроками службы были обработаны отдельно. Котлы были разбиты по возрасту с градацией: от одного года до 10 лет, от 10 до 20 лет и т. д. до 60 лет.

Котлов со сроком службы от одного года до 10 лет исследовано пять, со сроком службы от 10 до 20 лет — четыре, от 20 до 30 лет — четырнадцать, от 30 до 40 лет—74 котла, от 40 до 50 лет— 69 котлов и выше 50 лет — один котел.

Общее количество шлифов, взятых из различных частей котлов с известным возрастом, составило 957, из них 228 шлифов было высверлено из бочек, 211 — из топок, 211 — из огневых камер, 142 — из трубных решеток, 132—из днищ и 33—из сухопарников.

Данные по этим шлифам сведены в таблицу 55, из анализа которой можно видеть, что изменение микроструктуры металла мало связано с возрастом котла.

Наличие свободного цементита, неравномерность зерна, рекристаллизация, равно как и другие дефекты присущи материалу как новых, так и старых котлов.

Из сведенных в таблицу 58 результатов исследований по этим котлам легко заметить некоторое увеличение процента хорошей и удовлетворительной структуры в котлах с известным сроком службы по сравнению с общими результатами исследования котлов, без разбивки их на котлы с известным возрастом и на котлы, срок службы которых не известен.

Повышенное качество материала котлов с известным сроком службы указывает на то, что среди котлов неизвестного возраста были котлы очень старые, материал которых был получен в малоусовершенствованных против теперешних мартеновских печах и при не вполне

**Результаты металлографического исследования материала котлов с известным сроком службы**

Части котла	Число шлифов	Обнаружено							Структура					Процент неудовлетворительной структуры
		структурно свободный цементит	рекристаллизация	неравномерность зерен	видманштетт	включения	шлаки	светловиньи и строчечность	хорошая	удовлетворительная	можно считать удовлетворительной	не вполне удовлетворительная	неудовлетворительная	
Бочка .	228	18	5	112	1	61	93	103	6	156	33	16	17	7,5
Топка .	211	16	14	113	2	64	95	103	13	128	24	19	27	13,0
Огневая камера .	211	15	9	103	1	49	87	73	28	129	19	16	19	9,0
Решетка	142	4	17	60	1	30	57	45	18	81	12	22	9	6,3
Днище .	132	10	3	74	—	31	66	53	12	73	10	17	20	15,2
Сухопарник	33	4	4	17	1	5	16	11	1	17	5	3	7	21,3
Всего	957	67	52	479	6	240	419	388	78	584	103	93	99	
В процентах к общему числу		6,0	5,4	59,5	0,6	25	44	41	8,2	61	10,8	9,7	10,3	

совершенном процессе прокатки стали. В этих котлах могли иметь место также дефекты структуры, вызванные неправильной эксплуатацией, например, перегрев стенок огневых частей мог вызвать перекристаллизацию материала и т. д.

### 7. Характерные микроструктуры, встречающиеся в материале старых котлов

Ниже приведены характерные микроструктуры материала котлов. На рис. 382—387 представлен материал котлов, подвергшийся рекристаллизации.

Рекристаллизации подвержен большей частью материал огневых ча-



Рис. 382. Правая жаровая труба котла парохода „Турксиб“:  
 $\sigma_p = 17,8 \text{ кг/мм}^2$ ;  $\sigma_b = 32,2 \text{ кг/мм}^2$ ;  $i = 17,0\%$ ;  
 $\psi = 57,0\%$ ;  $a = 6,07 \text{ кгм/см}^2$ .

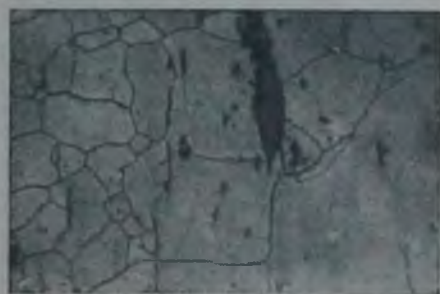


Рис. 383. Потолок огневой камеры правого котла парохода „Турксиб“:  
 $\sigma_p = 15,5 \text{ кг/мм}^2$ ;  $\sigma_b = 27,5 \text{ кг/мм}^2$ ;  
 $i = 21,7\%$ ;  $\psi = 52,6\%$ ;  $a = 15,3 \text{ кгм/см}^2$ .

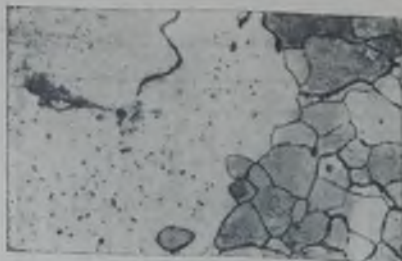


Рис. 384. Правая сторона передней решетки котла парохода „Желябов“.



Рис. 385. Левая жаровая труба котла парохода „Михеев“.



Рис. 386. Передняя решетка левого котла парохода „Эльтон“:  
 $\sigma_p = 17,5 \text{ кг/мм}^2$ ;  $\sigma_b = 33,8 \text{ кг/мм}^2$ ;  
 $i = 22,8\%$ ;  $\phi = 67,50/0$ ;  $a = 0,88 \text{ кгм/см}^2$ .

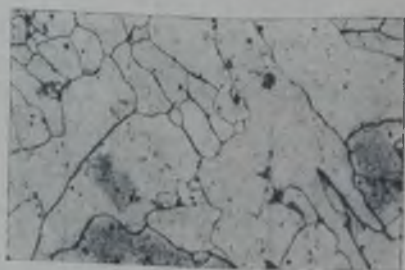


Рис. 387. Передняя решетка котла парохода „Кустанай“.



Рис. 388. Верх среднего става бочки котла ледокола № 2:  
 $\sigma_p = 22,3 \text{ кг/мм}^2$ ;  $\sigma_b = 36,8 \text{ кг/мм}^2$ ;  $i = 21,00/0$ ;  
 $\phi = 57,30/0$ ;  $a = 1,23 \text{ кгм/см}^2$ .



Рис. 389. Правая сторона переднего днища котла парохода „Роза Люксембург“:  
 $\sigma_p = 18,6 \text{ кг/мм}^2$ ;  $\sigma_b = 34,3 \text{ кг/мм}^2$ ;  
 $i = 29,00/0$ ;  $\phi = 65,00/0$ ;  $a = 16,2 \text{ кгм/см}^2$ .



стей котла при перегреве их выше  $730^{\circ}$ , что происходит при покрытии этих частей слоем накипи.

Глубина рекристаллизации обычно невелика, 1—2—3 мм и реже больше. Рекристаллизация наблюдается также в материале бочек днищ и сухопарников. Появление ее в материале этих частей котла вызвано местным перегревом материала при постройке котла.

На рис. 382—387 дана микроструктура материала жаровых труб пароходов «Турксиб» и «Михеев», а также передних днищ трубных решеток пароходов «Желябов», «Эльтон» и «Кустанай».

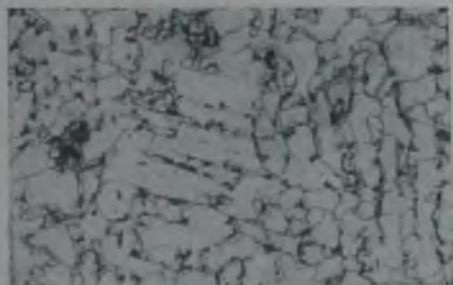


Рис. 390. Правая жаровая труба котла парохода „Марксист“:

$\sigma_p = 23,6$  кг/мм<sup>2</sup>;  $\sigma_b = 45,6$  кг/мм<sup>2</sup>;  
 $i = 22,30\%$ ;  $\psi = 78,00\%$ ;  $a = 0,98$  кгм/см<sup>2</sup>.

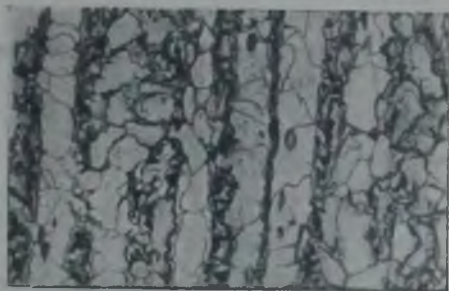


Рис. 391. Третий став бочки котла парохода „Петровск“:

$\sigma_p = 20,4$  кг/мм<sup>2</sup>;  $\sigma_b = 40,8$  кг/мм<sup>2</sup>;  
 $i = 24,5\%$ ;  $a = 1,025$  кгм/см<sup>2</sup>.

На рис. 388—391 показаны включения структурно свободного цементита, который, как полагают, обуславливает понижение ударной вязкости.

При сопоставлении приведенных выше данных по ударной вязкости материала с металлографическими исследованиями того же материала нельзя было ясно обнаружить прямой зависимости снижения ударной вязкости от наличия свободного цементита.

Старонники пробы на определение ударной вязкости преследовали цель открыть наличие структурно свободного цементита в материале стальных котлов, так как плохие показатели ударной вязкости относились за счет наличия структурно свободного цементита.

Как видно из исследований, понижение ударной вязкости зависит не столько от структурно свободного цементита, сколько от повышенного содержания фосфора, который обнаруживается химическим анализом, поэтому можно считать, что проба на удар своей цели не достигает.

На рис. 388—391 приведена структура жаровой трубы и бочки котлов ледокола № 2, жаровых труб пароходов «Роза Люксембург» и «Марксист» и бочки котла парохода «Петровск», в материале которых имеется наличие структурно свободного цементита.

Характерным признаком наличия структурно свободного цементита является образование по границам зерен «двойничков» — небольших зерен — за счет распада карбида  $Fe_3C$  на железо и углерод.

Особенно интенсивно выделение структурно свободного цементита происходит при нагреве от  $600$  до  $1100^{\circ}$ , а также при длительном нагреве при температуре около  $200^{\circ}$ .

На рис. 392—397 показаны шлаковые включения в материале котлов, построенных из литой стали. На фотоснимках дан материал котлов пловучей санитарной станции, а также пароходов «Могилевич», «Беднота», «Роза Люксембург», «Кустанай» и «Спартанец».



Рис. 392. Огневая камера котла пловучей санитарной станции.



Рис. 393. Решетка огневой камеры котла парохода „Могилевич“.



Рис. 394. Бочка котла парохода „Беднота“:  $\sigma_p = 15,7 \text{ кг/мм}^2$ ;  $\sigma_b = 32,5 \text{ кг/мм}^2$ ;  $i = 28,3\%$ ;  $\phi = 66,0\%$ ;  $a = 5,02 \text{ кг/см}^2$ .



Рис. 395. Низ второго става бочки котла парохода „Роза Люксембург“.

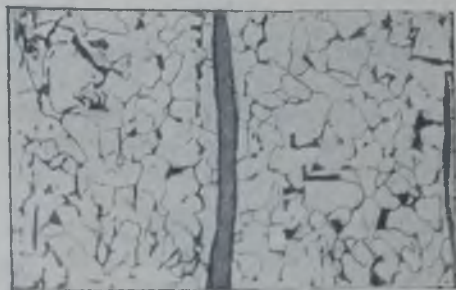


Рис. 396. Правая сторона сухопарника котла парохода „Кустанай“.



Рис. 397. Передний лист огневой камеры котла парохода „Слартанец“.

При незначительной величине шлаковых включений материал может обладать хорошими механическими характеристиками, но при больших шлаковых включениях материал со временем снижает свои качества. В этом отношении материал котлов, построенных из литой стали, приближается по качеству к материалу котлов из сварочного железа, которое обычно имеет шлаковые включения весьма больших размеров и в большом количестве. Разрушение металла в данном случае, по нашему мнению, происходит за счет неодинаковых коэффициентов расширения при изменении температуры зерен железа и шлаковых включений.

На рис. 398—401 представлена структура материала котлов, построенных из сварочного железа.



Рис. 398. Шинельный лист огневой камеры котла парохода „Громов“:  
 $\sigma_p = 20,8$  кг/мм<sup>2</sup>;  $\sigma_b = 34,4$  кг/мм<sup>2</sup>;  
 $i = 3,4\%$ ;  $\psi = 29,6\%$ ;  $a = 1,39$  кг/см<sup>2</sup>.

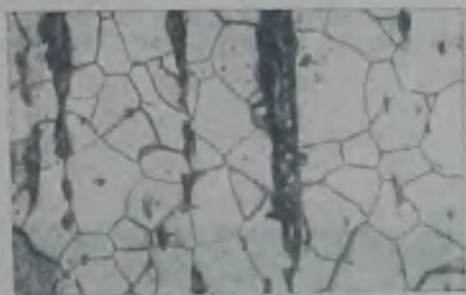


Рис. 399. Верхняя передняя решетка котла парохода „Желябов“.



Рис. 400. Огневая камера правого котла парохода „Турксиб“:  
 $\sigma_p = 19,3$  кг/мм<sup>2</sup>;  $\sigma_b = 32,2$  кг/мм<sup>2</sup>;  
 $i = 20,0\%$ ;  $\psi = 47,5\%$ ;  $a = 1,65$  кг/см<sup>2</sup>.



Рис. 401. Бочка котла № 2 Семипалатинского судоремонтного завода:  
 $\sigma_p = 15,5$  кг/мм<sup>2</sup>;  $\sigma_b = 31,7$  кг/мм<sup>2</sup>;  
 $i = 28,8\%$ ;  $\psi = 73,0\%$ ;  $a = 18,3$  кг/см<sup>2</sup>.

Судовых котлов из сварочного железа в эксплуатации осталось немного; в приводимом исследовании их встретилось не более десяти. Все они — устарелой конструкции и постепенно заменяются новыми.

На рис. 398—401 дана микроструктура передней стенки и шинельного листа огневой камеры котла парохода «Громов», трубной решетки котла парохода «Желябов», огневой камеры котла парохода «Турксиб» и бочки котла Семипалатинского судоремонтного завода.

Структура видманштетта показана на рис. 402—405, где представлены шлифы, взятые из огневой камеры котла судоремонтного завода «25-е Октября», из бочек котлов парохода «Лев» и «Шевченко» и из огневой камеры котла «Спартанец».

Строчечность и светловины показаны на рис. 406—413, представляю-



Рис. 402. Огневая камера котла № 2005  
завода „25-е Октября“:  
 $\sigma_p = 21,7$  кг/мм<sup>2</sup>;  $\sigma_b = 37,2$  кг/мм<sup>2</sup>;  
 $i = 30,3\%$ ;  $\psi = 65,5\%$ ;  $a = 11,7$  кгм/см<sup>2</sup>.



Рис. 403. Бочка котла парохода „Лев“:  
 $\sigma_p = 19,7$  кг/мм<sup>2</sup>;  $\sigma_b = 37,6$  кг/мм<sup>2</sup>;  
 $i = 24,7\%$ ;  $\psi = 63,5\%$ ;  $a = 5,85$  кгм/см<sup>2</sup>.



Рис. 404. Бочка котла парохода  
„Шевченко“.



Рис. 405. Шинельный лист огневой ка-  
меры котла парохода „Спартаец“.



Рис. 406. Огневая камера левого котла  
парохода „Турксиб“:  
 $\sigma_p = 17,6$  кг/мм<sup>2</sup>;  $\sigma_b = 33,7$  кг/мм<sup>2</sup>;  
 $i = 23,4\%$ ;  $\psi = 56,6\%$ ;  $a = 1,50$  кгм/см<sup>2</sup>.



Рис. 407. Левая жаровая труба котла  
„Ледокола № 1“.

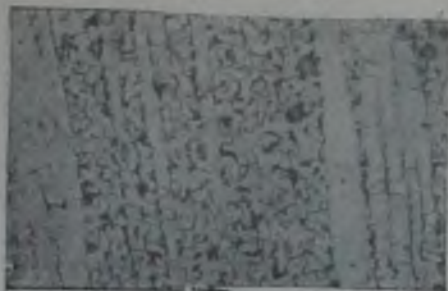


Рис. 408. Левая жаровая труба котла парохода „Марксист“:  
 $\sigma_p = 24,2$  кг/мм<sup>2</sup>;  $\sigma_b = 42,7$  кг/мм<sup>2</sup>;  
 $i = 27,3\%$ ;  $\psi = 79,8\%$ ;  $a = 9,44$  кгм/см<sup>2</sup>.



Рис. 409. Бочка котла силовой станции лесозавода Городецкой судостроительной верфи:  
 $\sigma_p = 19,6$  кг/мм<sup>2</sup>;  $\sigma_b = 35,3$  кг/мм<sup>2</sup>;  
 $i = 27,7\%$ ;  $\psi = 73,5\%$ ;  $a = 1,92$  кгм/см<sup>2</sup>.

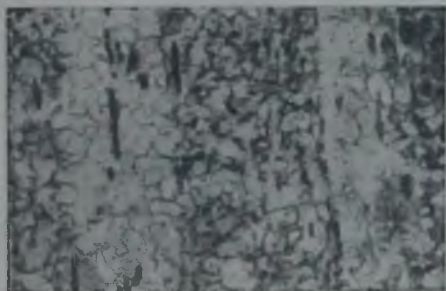


Рис. 410. Днище котла парохода „Петровск“:  
 $\sigma_p = 22,9$  кг/мм<sup>2</sup>;  $\sigma_b = 39,2$  кг/мм<sup>2</sup>;  
 $i = 31,1\%$ ;  $\psi = 63,5\%$ ;  $a = 16,1$  кгм/см<sup>2</sup>.



Рис. 411. Жаровая труба котла „Пловучей санитарной станции“.



Рис. 412. Бочка левого котла парохода „Турксіб“:  
 $\sigma_p = 21,9$  кг/мм<sup>2</sup>;  $\sigma_b = 40,1$  кг/мм<sup>2</sup>;  
 $i = 25,0\%$ ;  $\psi = 73,2\%$ ;  $a = 11,5$  кгм/см<sup>2</sup>.



Рис. 413. Правая огневая камера котла парохода „Цюрупа“:  
 $\sigma_p = 18,9$  кг/мм<sup>2</sup>;  $\sigma_b = 36,0$  кг/мм<sup>2</sup>;  
 $i = 35,0\%$ ;  $\psi = 71,5\%$ ;  $a = 19,27$  кгм/см<sup>2</sup>.

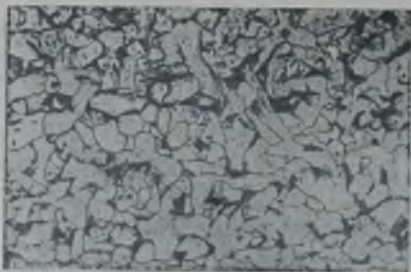


Рис. 414. Правая сторона переднего днища котла парохода „Роза Люксембург“:  
 $\sigma_p = 18,6 \text{ кг/мм}^2$ ;  $\sigma_b = 34,3 \text{ кг/мм}^2$ ;  
 $i = 34,7\%$ ;  $\psi = 65,0\%$ ;  $a = 16,2 \text{ кгм/см}^2$ .



Рис. 415. Верх второго става бочки правого котла парохода „Усиевич“:  
 $\sigma_p = 17,3 \text{ кг/мм}^2$ ;  $\sigma_b = 36,2 \text{ кг/мм}^2$ ;  
 $i = 27,0\%$ ;  $\psi = 63,7\%$ ;  $a = 9,55 \text{ кгм/см}^2$ .

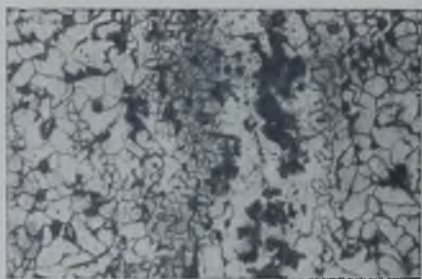


Рис. 416. Левая сторона заднего днища бочки котла парохода „Желябов“.

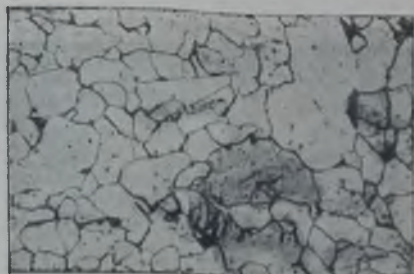


Рис. 417. Бочка котла парохода „Рабочий“.



Рис. 418. Правая жаровая труба котла парохода „25 лет ВКП (6)“.



Рис. 419. Левая жаровая труба котла парохода „Дюруха“:  
 $\sigma_p = 16,9 \text{ кг/мм}^2$ ;  $\sigma_b = 37,8 \text{ кг/мм}^2$ ;  
 $i = 36,7\%$ ;  $\psi = 71,4\%$ ;  $a = 18,8 \text{ кгм/см}^2$ .

щих структуру материала огневой камеры парохода «Турксиб», левой жаровой трубы парохода «Ледокол № 1», левой жаровой трубы парохода «Марксист», бочки котла силовой станции Городецкой судовой верфи, днища котла парохода «Петровск», жаровой трубы котла «Пловучей санитарной станции», огневой камеры парохода «Цюрупа» и бочки котла парохода «Турксиб».

Включения сернистого марганца показаны на рис. 414—417, представляющих микроструктуру материала правой жаровой трубы котла парохода «Роза Люксембург», огневой камеры котла парохода «Усиевич», заднего днища котла парохода «Желябов» и бочки котла парохода «Рабочий».

Фотоснимок на рис. 418 дает картину линий сдвига в зернах феррита, так называемых линий Неймана, обнаруженных в материале жаровой трубы котла парохода «25 лет ВКП(б)».

Рис. 419 представляет образец хорошей микроструктуры котельного железа, обычно дающей высокие механические характеристики.

Величина зерна здесь ровная, отсутствует строчечность, почти не заметны включения сернистого марганца, распределение углерода равномерное.

Микроструктурные исследования материала котлов дают наглядное представление о качестве металла, об его чистоте или загрязненности, рекристаллизации, величине зерна, наличии выпадения структурно свободного цемента; на шлифе можно также определить твердость, по величине которой можно судить и о временном сопротивлении материала. Взятие пробы не требует большой затраты сил и времени; часть бланки может быть использована для химического анализа.

## 8. Предлагаемая схема испытания материала старых котлов

На основании сказанного выше наиболее рациональной и целесообразной представляется следующая схема исследования материала паровых котлов:

- 1) определение твердости по Бринелю или по Виккерсу;
- 2) исследование микроструктуры;
- 3) химический анализ материала.

Безусловно, следует отказаться от ударной пробы на Шарпи и, само собой разумеется, от испытания материала разрывом колец, что рекомендует делать инспекция котлонадзора электростанций.

Полное обследование материала котлов, с определением ударной вязкости, временного сопротивления разрыву, удлинения, сужения в шейке и прочих характеристик, следует производить в целях обогащения науки только при сдаче котла в утиль для использования его как материала в мартеновской печи: вырезка большого количества проб из частей котла в этом случае будет уже не страшна.

## Глава XIV

### ИССЛЕДОВАНИЕ ДЕФОРМАЦИЙ КОТЛОВ ПРИ РАСТОПКАХ И ПРОДОЛЬНАЯ ЖЕСТКОСТЬ ТОПОК РАЗЛИЧНЫХ СИСТЕМ

#### 1. Деформации котлов при растопках

Чтобы доказать, что температурные напряжения в котлах служат причиной образования трещин и выпучин, автор изучил деформации котлов при растопках. При помощи тензометров и термометров, установленных в различных точках исследуемого котла, были определены истинные удлинения котлов при растопках, деформации котлов по вер-





тикальному и горизонтальному диаметрам и температуры в различных точках котла.

Первым был исследован котел, установленный в паросиловой лаборатории ГИИВТ (рис. 420). Схема установки на котле тензометров и термометров показана на рис. 421. Рис. 422 дает представление о постановке опыта.

Перед началом опыта котел был подвергнут гидравлическому давлению до  $12 \text{ кг/см}^2$  (рабочее давление котла— $8 \text{ кг/см}^2$ ), и при помощи тензометров было обнаружено удлинение котла на  $0,5 \text{ мм}$  (см. приложение 1 в конце книги). Теоретический же подсчет удлинения исследуемого котла при давлении в  $12 \text{ кг/см}^2$  дает удлинение в  $0,564 \text{ мм}$  (см. размеры котла и толщину стенок котла на рис. 420).



Рис. 422. Общий вид котла, установленного в паросиловой лаборатории ГИИВТ для изучения деформаций.

При растопке котла получилась иная картина: удлинение котла при подъеме пара до  $8 \text{ кг/см}^2$  оказалось равным: по низу— $8,25 \text{ мм}$  и по верху— $9,3 \text{ мм}$  (см. диаграммы деформаций котла при растопке, рис. 423 и 424).

Температура, замеренная в верхней части котла, могла вызывать удлинение всего лишь на  $7 \text{ мм}$ . Избыточное удлинение котла могло появиться вследствие того, что топка и дымогарные трубы, будучи нагреты гораздо сильнее материала бочки котла, распирают бочку.

Для определения напряжений в котле, вызываемых удлинением дымогарных труб, проанализированы данные одного из опытов, проведенных с вышеупомянутым котлом.

Спустя некоторое время после растопки котла давление пара в нем поднялось до  $0,2 \text{ кг/см}^2$ , а удлинение котла внизу по показаниям тензометров в это время было равным  $2,75 \text{ мм}$ .

Температура низа была принята по 12-му термометру, установленному в задней части котла, равная  $28,5^\circ$ . В начале опыта этот же термометр показывал  $13^\circ$ . Приращение температуры против начальной в нижней части котла при давлении в  $0,2 \text{ кг/см}^2$  выразилось в  $15,5^\circ$ .

Зная приращение температуры и коэффициент линейного расширения, легко определить удлинение котла от приращения температуры. Оно будет равно:

$$\Delta l = 0,000011 \cdot 4279 \cdot 15,5 = 0,73 \text{ мм.}$$

Приборы же показывали  $2,75 \text{ мм}$ . Вычитая из полного удлинения котла на  $2,75 \text{ мм}$  удлинение на  $0,73 \text{ мм}$  от повышения температуры, а также удлинение котла на  $0,009 \text{ мм}$ , происшедшее от увеличения давления пара в котле на  $0,2 \text{ кг/см}^2$ , можно найти разницу удлинения котла в  $2,011 \text{ мм}$ .

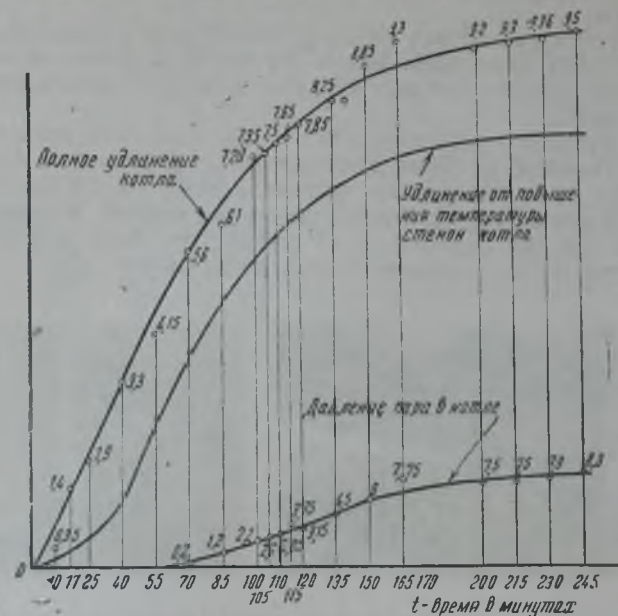


Рис. 423. Удлинение котла по верху.

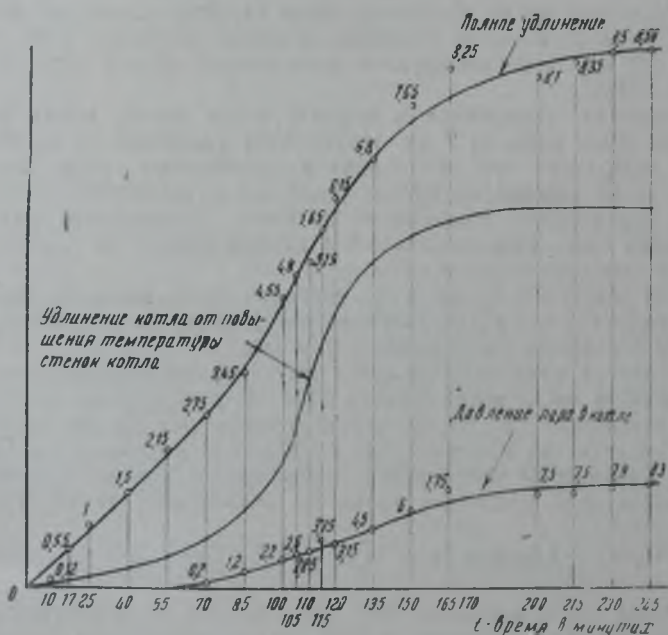


Рис. 423а. Удлинение котла по низу.

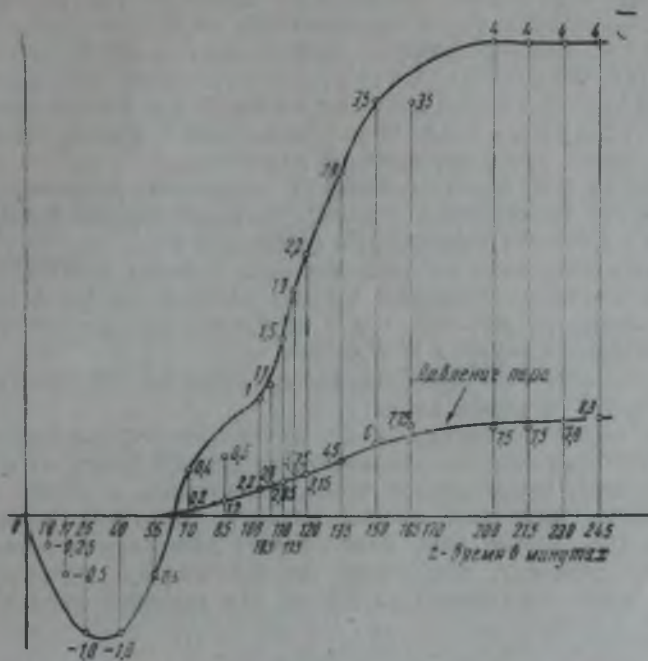


Рис. 424. Деформация котла по верхней образующей в заднем ставе при растопке.

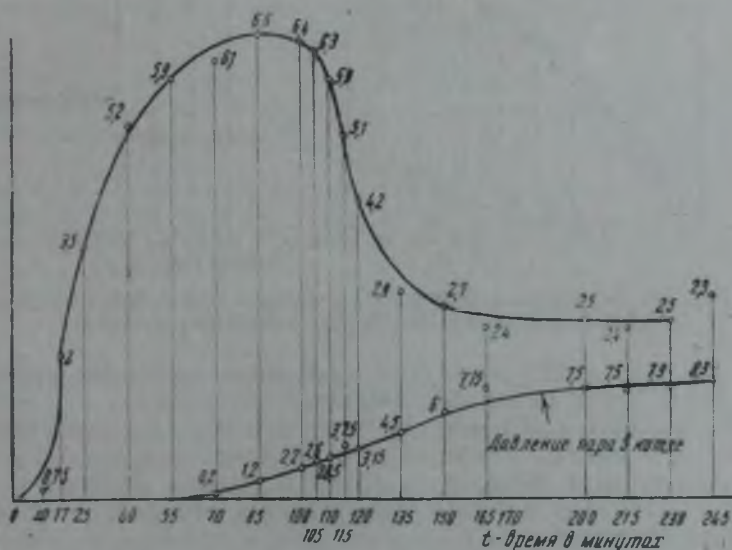


Рис. 424а. Деформация котла по горизонтальному диаметру при растопке.

Определяя по этому добавочному удлинению напряжения в поперечных сечениях бочки котла, получаем, что величина добавочных напряжений из-за разности температур топки и бочки котла равна  $980 \text{ кг/см}^2$ . Сравнивая его с напряжением материала котла при 8 атм по поперечному сечению, которое определяется в  $180 \text{ кг/см}^2$ , видим, что расчетные формулы для определения напряжений в котлах по поперечному сечению не дают истинных величин напряжений. Они годны только для сосудов, находящихся под одним лишь статическим давлением.

Точно таким же образом было исследовано удлинение котла по верху. Прирост температуры верхних термометров равен  $80^\circ$ ; удлинение от этого прироста температуры равно 3,7 мм.

Прибавляя удлинение от давления пара в котле в 0,009 мм и вычитая из фактического удлинения 5,6 мм, которое показали тензометры, находим разницу в 1,891 мм, что и обусловит добавочное напряжение от температуры по верху в  $898 \text{ кг/см}^2$ .

Полная картина исследования характеризуется таблицами, данными в приложении 2 в конце книги.

Следует особо остановиться на характере деформаций котлов по диаметру, которые сначала указывают на прогиб бочки котла на верхней образующей, направленной выпуклостью вниз, а затем, с повышением давления, выявляют прогиб верхней образующей выпуклостью вверх (рис. 424). Кроме того, замечен рост деформации котла по горизонтальному диаметру, доходящий до 6,5 мм при давлении пара в  $2 \text{ кг/см}^2$ , а затем спадающий до 2,5 мм при давлении пара в  $7,9 \text{ кг/см}^2$  (рис. 424а).

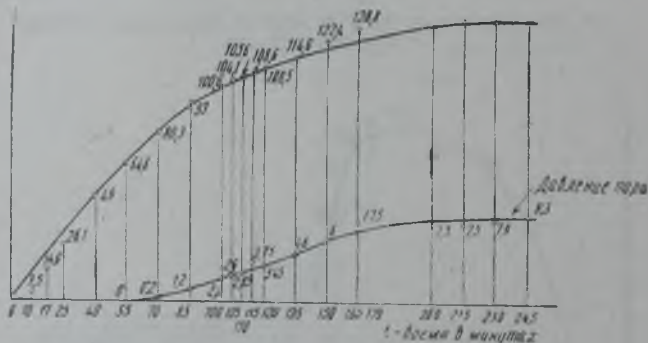


Рис. 425. Диаграмма повышения температуры стенок котла по образующей, расположенной по горизонтальному диаметру.

На рис. 425 и 426 приведены диаграммы изменения температуры стенок бочки котла по верхней и боковой образующим.

После неоднократных испытаний, произведенных в лаборатории института, были изучены температурные напряжения в котлах непосредственно на судах и обследованы котлы пароходов «Михаил Хатаевич» и «Сократ». Наличие в котлах температурных деформаций здесь также полностью подтвердилось.

Переходя к изучению котлов, установленных на пароходах «Михаил Хатаевич» и «Сократ», необходимо отметить следующее. Котел паросиловой лаборатории — котел чистый от накипи, поэтому температурные напряжения в нем должны быть невелики, так как температура стенки жаровой трубы и дымогарных труб низкая, на пароходе же «Сократ»,

котел которого работал всю навигацию при большом слое накипи, температура стенок топки и дымогарных трубок повышена. Действительно, общее удлинение котла по верху при давлении в  $9 \text{ кг/см}^2$  было  $17,9 \text{ мм}$ . Удлинение котла от повышения температуры стенок бочки котла составляет  $9,73 \text{ мм}$ , а удлинение котла от повышения давления в котле на  $9 \text{ кг/см}^2$  равно  $0,873 \text{ мм}$ , так что разница между общим удлинением котла и удлинением от повышения температуры стенок, а также удлинением от давления пара составляет  $7,297 \text{ мм}$ , что обуславливает напряжение в стенке бочки котла в  $2730 \text{ кг/см}^2$  (см. приложение 3), тогда как расчетные напряжения в поперечном сечении бочки котла не превосходят  $400 \text{ кг/см}^2$ . Такая разница в напряжениях вызывает вопрос, почему котлы до сих пор вообще работают.

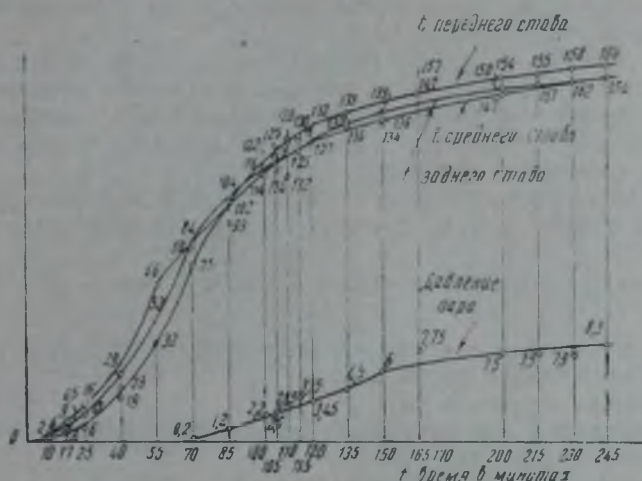


Рис. 426. Диаграмма повышения температуры стенки котла по верхней обложке при растопке.

Таким образом, произведенные опыты показали, что напряжение в поперечных сечениях пролетных котлов, загрязненных накипью, достигает  $2700 \text{ кг/см}^2$ , поэтому запас прочности в этих котлах оказывается всего лишь полукратным и часто доходит до однократного, что подтверждается также тем обстоятельством, что по низу бочки котла образуются метровые трещины в поперечном сечении.

Из приведенных данных следует, что в жаротрубных котлах опасен не продольный, а поперечный шов, и не столько опасно давление пара в котле, сколько опасна разница температур бочки и топки котла. Этот вывод, подтвержденный опытами, требует отказа от расчета бочек котлов по формулам для тонкостенных сосудов.

Резюмируя, необходимо отметить следующее:

1. Вследствие разности температур топки и бочки котла в материале жаровой трубы появляются деформации сжатия, а в материале бочки котла — деформации растяжения.

2. Получающиеся деформации вызывают соответствующие напряжения как в бочке, так и в топке котла, причем величина напряжения в бочках котлов достигает  $2700 \text{ кг/см}^2$ , что зависит от степени загрязненности котла накипью, от соотношения площадей поперечных сечений топки и бочки и от конструкции котлов.

3. Особо следует отметить большие величины деформаций котлов по горизонтальному и вертикальному диаметрам, быстро растущие вслед за повышением температуры воды в котле.

4. Так как топочные связи пролетных и оборотных котлов принимают на себя большую долю температурных деформаций котлов, то этим и следует объяснить разрыв связей.

5. Для того, чтобы освободиться от температурных напряжений в котлах, возникающих вследствие распора бочки топкой, следует перейти к котлам с сальниковым креплением жаровой трубы в переднем днище; устройство скользящей топки дает возможность повысить рабочее давление как в новых, так и в работающих котлах против прежних расчетных данных.

6. Необходимо отказаться от постановки топочных связей в огневой камере, оставляя огневые части наплаву, что обусловит лучшую эксплуатационную работу сальника.

7. При устройстве сальниковой топки следует в огнетрубных котлах оба днища укреплять косынками.

Вопрос о температурных деформациях актуален также для котлов вертикально-водотрубного типа, так как вследствие температурных напряжений, происходящих вследствие неодинаковой температуры кипательных трубок, происходят повороты барабанов, отчего образуются кольцевые трещины в трубках.

Для определения величины напряжений в поперечных сечениях бочек котлов может быть предложена следующая формула:

$$\sigma = \frac{qD}{4\delta} + \beta_1 E \alpha (t_{a, s} - t_{a, n}) + \beta_2 E \alpha (t_m - t_0) + \frac{M_{a1}}{W_s} + \frac{M_{a2}}{W_x},$$

где:

$q$  — давление пара в котле по манометру в кг/см<sup>2</sup>;

$D$  — диаметр бочки котла в см;

$\delta$  — толщина стенки в см;

$\beta_1$  — коэффициент, учитывающий температуру воды в котле по высоте бочки котла;

$E$  — модуль упругости первого рода в кг/см<sup>2</sup>;

$\alpha$  — коэффициент линейного расширения при нагревании;

$t_{a, s}$  — температура верхнего слоя воды в котле;

$t_{a, n}$  — температура нижнего слоя воды в котле;

$\beta_2$  — коэффициент, учитывающий пружинение днищ;

$t_m$  — температура стенки топки котла;

$t_0$  — температура стенки бочки;

$M_{a1}$  — изгибающий момент от действия усилий, возникающих при расширении эксцентрично заделанной топки в бочке;

$M_{a2}$  — изгибающий момент от веса воды в котле;

$W_x$  — момент сопротивления площади в поперечном сечении котла.

Первый член формулы учитывает напряжение в поперечном сечении котла от давления пара в нем, второй член предложен проф. К. В. Киршем для учета напряжений от разности температур воды сверху и внизу котла, и третий член предлагается для учета разности температур топки и бочки, причем коэффициент  $\beta_2$  распадается на два:  $\beta_2'$  и  $\beta_2''$ , где  $\beta_2'$  учитывает продольную жесткость топок, а  $\beta_2''$  должен учитывать жесткость днищ.

Значения коэффициентов  $\beta_1$  и  $\beta_2$  лежат в пределах от нуля до единицы, причем проф. Кирш рекомендует принимать  $\beta_1 = 0,5$ . Нам представляется, что истинное значение коэффициентов  $\beta_1$  и  $\beta_2$  можно установить путем постановки опытов в этом направлении над котлами с сальниковым креплением жаровой трубы и над котлами с жестким креплением жаровой трубы. С этой целью в лаборатории построены два небольших корнвалийских котла: один с сальниковой топкой, другой с топкой обычного типа.



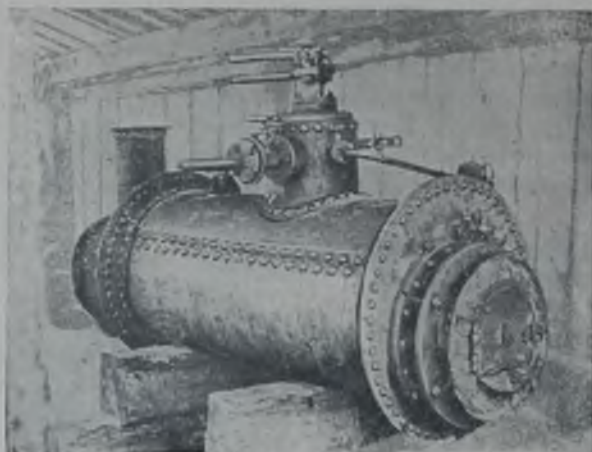


Рис. 428. Малый котел с сальниковой топкой.

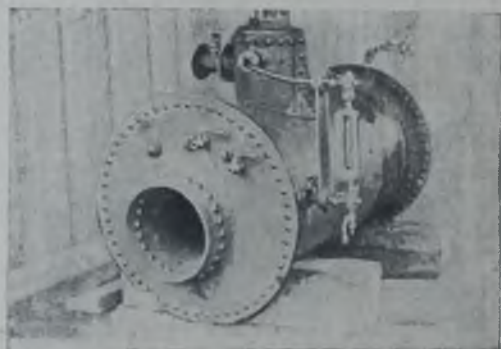


Рис. 429. Котел обычной конструкции таких же размеров, как и котел с сальниковой топкой.

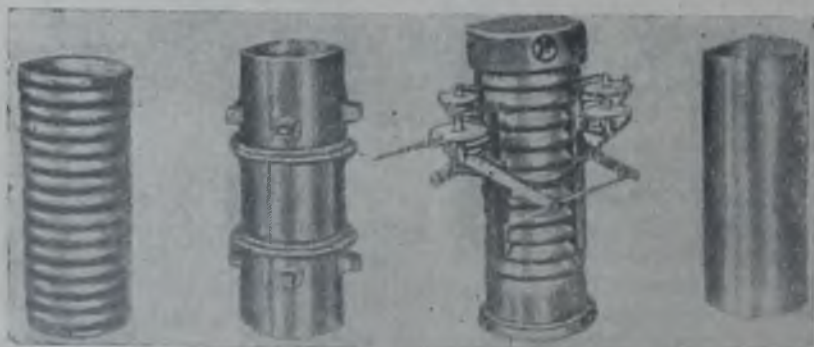


Рис. 430. Модели топок, подвергнутых исследованию на определение продольной жесткости.



Результаты испытания медных и железных моделей гладких топок Фокса и Моррисона на деформацию осевого сжатия

Модель	Площадь поперечного сечения в мм <sup>2</sup>	Коэффициент пропорциональности между напряжением и деформацией			Предел пропорциональности по Джонсону	
		$E = \frac{\delta}{\epsilon}$ кг/мм <sup>2</sup>	среднее значение	соотношение величин разных моделей в кг/мм <sup>2</sup>	$\sigma_p$ кг/мм <sup>2</sup>	в процентах к цилиндрической модели
Медная цилиндрическая . . .	433	12 380—12 820	12 600	100	9,06	100
Медная с пологой волной . . . . .	406	3430	3430	27,2	8,6	95
Медная с крутой волной . . . . .	387	854	854	6,8	3,93	43,4
Железная цилиндрическая . . .	492	20 800—20 400	20 600	100	22,4	100
	306	20 300	20 300	—	23,1	—
Железная с пологой волной . . .	391	11 810	11 810	57,6	12,8	57
Железная с крутой волной . . .	328	1221—1329	1275	6,2	7,41	33

шую долю температурных деформаций при работе котлов. Но не следует забывать, что и при волнистых топках температурный распор бочки топкой может быть настолько велик, что может явиться причиной образования трещин как в самой топке, так и в бочке, примером чего служит котел парохода «Святополк».

Решением вопроса об устранении температурных напряжений в бочках и топках котлов, возникающих вследствие разности температур топки и бочки, для котлов пролетного и обратного типов будет переход к котлам с сальниковой топкой.

Вопрос о деформации топок и бочек котла усложняется еще тем обстоятельством, что топки устанавливаются в бочке эксцентрично, а потому распор топки создает большие напряжения в материале бочки. Самая топка в работающем котле подвергается эксцентричному сжатию.

В приведенном исследовании модели топок подвергались действию осевой нагрузки.

## Глава XV

### ПОВРЕЖДЕНИЯ И ВЗРЫВЫ ПАРОВЫХ КОТЛОВ

#### 1. Анализ записей в котловых книгах о дефектах в котлах

При изучении причин образования трещин в котлах безусловно необходимо учесть их состояние и те условия, в которых котлы работали. Эти данные можно получить из котловых книг.

Анализ записей о внутренних освидетельствованиях и промывках исследуемых котлов установил весьма интересное явление: в пяти котлах из десяти обследованных первые трещины обнаружены в период с 1922 по 1923 год. Явилось ли это одновременное появление трещин в случайно попавших в исследование котлах простым совпадением, или же до 1922—1923 годов дефекты котлов совершенно не фиксировались, а при внутреннем освидетельствовании котлов давалась лишь общая характеристика состояния котла, при которой наличие трещин не принималось во внимание, или же, наконец, в течение некоторого периода времени был ослаблен уход за котлами?

Из анализа записей в котловых книгах об очистке котлов парохода «Комсомолец» можно видеть, что число очисток было: в 1912 году — 11, в 1913 — 10, в 1914 — 10, в 1915 — не указано, в 1916 — 11, в 1917 — 11, в 1918 — 3, в 1919 — 2, в 1920 — 7, в 1921 — 4. С 1921 года всякие записи о чистке котлов прекращены, так что трудно судить, производились они вообще или нет.

Наиболее часто встречающимся дефектом котла являются трещины в поперечных швах топков, во фланцах жаровых труб и в соединениях кольцами Адамсона.

Характер трещин: «от кромки к заклепке», «от заклепки к заклепке по шву» и «параллельно шву». Длина трещин различна. В исследованных котлах парохода «Комсомолец» трещины в бочках обоих котлов достигали больших размеров: в котле № 1460—835 мм, в котле № 1461—686 мм. Обе трещины — по поперечному шву низа бочки.

Как уже сказано выше, расположение трещин в большинстве случаев отмечено в поперечных сечениях котла, т. е. по направлению минимальных напряжений от действия пара в котле. Это обстоятельство заставило искать основную причину возникновения трещин не в воздействии рабочего давления пара или давления воды при гидравлических освидетельствованиях котла, а в наличии температурных напряжений, которые возникают в котле вследствие невозможности расширения бочки котла в продольном направлении при повышении температуры. К влиянию температурных напряжений следует отнести также образование выпучин и обрыв связей.

Лишь разъедание стенок может быть объяснено химическим действием воды и пара или электрохимическими явлениями, возникающими в материале котлов вследствие разности потенциалов.

О влиянии температуры на материал котла можно судить также по таблице 60, в которой сведены результаты внутренних освидетельствований котлов (таблица составлена по материалам годовых, — с 1928 по 1931 год, — отчетов Горьковского отделения Регистра Союза ССР). Из таблицы видно, что большинство дефектов котлов падает на огневые части.

С целью выявления рода дефектов в котлах и связи между их возникновением и возрастом котлов был проанализирован архив Горьковского отделения Регистра, причем было просмотрено 1200 котловых книг, и по 272 котлам (из них 170 оборотных, 93 пролетных, 5 локомотивных и 4 локомотивных), наиболее интересным в отношении дефектов, подобран возможно полный материал, который и был подвергнут всесторонней обработке.

Распределение дефектных котлов с трещинами по годам постройки указано в таблице 61, из которой видно, что наибольшее число трещин падает на котлы в возрасте от 30 до 40 лет. Однако трещины появляются в котлах и ранее, если котлы не содержатся в чистоте.

Результаты внутренних освидетельствований котлов по материалам годовых отчетов Горьковского отделения Регистра Союза ССР с 1928 по 1931 год

Род повреждений	Износ (внутреннее и наружное разедание, обгорание, подработка чеканкой, разработка, вальцовка)	Повреждение материала (трещины, обрывы, плены, расслоение)	Деформация (выпучины стенок, растяжение связей, изгиб трубок, скоб, связей)	Неплотность соединений (клапанных швов в вальцовке, в резьбе)	Всего повреждений котлов
<b>К о р п у с</b>					
Барабан . . . . .	50	4	2	42	98
Переднее днище . . . . .	11	7	—	9	27
Заднее днище . . . . .	6	2	1	—	9
<b>Т о п к а</b>					
Верх (потолок) . . . . .	—	—	1	—	1
Бока и низ . . . . .	7	97	2	47	153
Огневая камера . . . . .	9	36	85	14	144
Потолок . . . . .	—	7	2	3	12
Боковые стенки . . . . .	1	9	2	4	16
Задняя стенка . . . . .	—	5	8	—	15
Передняя стенка . . . . .	—	7	2	—	9
<b>Т р у б н ы е р е ш е т к и</b>					
Огневая . . . . .	13	36	25	6	80
Дымная . . . . .	3	8	4	1	16
<b>Д ы м о г а р н ы е т р у б к и</b>					
Связи . . . . .	44	51	—	168	263
Длинные . . . . .	1	1	—	1	3
Короткие . . . . .	12	17	2	6	37
Анкерные . . . . .	424	113	—	16	553
Сухопарник . . . . .	2	10	—	8	20
Паропровод . . . . .	—	6	—	13	19
Трубы . . . . .	2	7	1	6	16
Во фланцах . . . . .	1	5	—	19	25
<b>В с е г о п о в р е ж д е н и й</b>	<b>586</b>	<b>428</b>	<b>137</b>	<b>363</b>	<b>1514</b>

## Распределение котлов с трещинами по годам постройки

Год постройки	Возраст	Тип котла				Всего
		локомотивный	пролетный	оборотный	локомотивный	
1884 . . . . .	51	1	—	—	—	1
1885 . . . . .	50	—	—	1	—	1
1887 . . . . .	48	—	—	2	—	2
1888 . . . . .	47	2	—	3	—	5
1899 . . . . .	46	—	—	1	—	1
1890 . . . . .	45	—	—	2	—	2
1891 . . . . .	44	—	—	4	—	4
1892 . . . . .	43	—	2	5	—	7
1893 . . . . .	42	—	2	2	—	4
1894 . . . . .	41	—	—	12	—	12
1895 . . . . .	40	1	7	2	2	12
1896 . . . . .	39	—	6	17	2	25
1897 . . . . .	38	—	11	24	—	35
1898 . . . . .	37	—	13	15	—	28
1899 . . . . .	36	—	13	11	—	24
1900 . . . . .	35	—	6	10	—	16
1901 . . . . .	34	—	—	7	—	7
1902 . . . . .	33	—	3	6	—	9
1903 . . . . .	32	—	3	14	—	17
1904 . . . . .	31	—	9	10	—	19
1905 . . . . .	30	—	2	2	—	4
1906 . . . . .	29	—	3	2	—	5
1907 . . . . .	28	—	1	—	—	1
1908 . . . . .	27	1	—	3	—	4
1909 . . . . .	26	—	2	—	—	2
1910 . . . . .	25	—	2	1	—	3
1911 . . . . .	24	—	1	1	—	2
1912 . . . . .	23	—	2	1	—	3
1913 . . . . .	22	—	—	4	—	4
1914 . . . . .	21	—	—	1	—	1
1915 . . . . .	20	—	2	2	—	4
1916 . . . . .	19	—	1	—	—	1
1917 . . . . .	18	—	2	—	—	2
1927 . . . . .	8	—	—	2	—	2
1929 . . . . .	6	—	—	1	—	1
1931 . . . . .	4	1	—	—	—	1
	—	6	93	168	4	271

Примечание. Для двух котлов неизвестен год постройки.

Время обнаружения трещин и их количество (в изученных котлах) указано в таблице 62.

Таблица 62

Количество трещин в котлах и время их обнаружения

Время обнаружения трещин	Тип котла			Итого
	пролетный	оборотный	прочие	
	количество трещин			
До 1917 года	24	25	—	49
• 1917	1	9	—	10
• 1918	5	—	—	5
• 1919	9	—	—	9
• 1920	2	13	—	15
• 1921	15	30	—	45
• 1922	17	13	—	30
• 1923	33	65	5	103
• 1924	21	40	—	61
• 1925	12	92	—	104
• 1926	24	56	4	84
• 1927	20	129	11	160
• 1928	7	70	—	77
• 1929	5	43	6	54
• 1930	28	73	—	101
• 1931	15	51	—	66
• 1932	20	11	—	31
• 1933	75	148	10	233
• 1934	96	196	8	300
Начало 1935 года	4	3	2	9
<b>Всего трещин</b>	<b>433</b>	<b>1167</b>	<b>46</b>	<b>1546</b>

Трещины по 272 котлам учитывались по пролетным, оборотным и прочим котлам, причем они выявлены отдельно для жаровых труб, огневых камер и бочек котлов.

По 93 пролетным котлам изучено следующее количество трещин.

В жаровой трубе:

а) трещин в поперечном направлении у продольного шва: от кромки до заклепки — 101, от края за заклепку — 9;

б) трещин в продольном направлении у поперечного шва: от кромки до заклепки — 35, от кромки за заклепку — 4;

В огневой камере:

а) в переднем шве — 24;

б) в заднем шве — 25;

в) в продольном шве — 2.

В шве с жаровой трубой:

а) от края до заклепки — 177;

б) по линии заклепок — 4.

В бочке котла:

а) под топкой — 4;

б) в шве с передним днищем — 4.

Трещины в оборотных котлах распределяются следующим образом.

В жаровой трубе:

а) трещин в поперечном направлении у продольного шва: от кромки до заклепки — 376, от края за заклепку — 38;

б) трещин в поперечном направлении у поперечного шва: от края до заклепки — 87, от края за заклепку — 16.

В огневой камере:

а) в переднем шве — 16;

б) в заднем шве — 133;

в) в шве с жаровой трубой — 262;

г) в решетке в перемышках — 67;

д) в задней стенке между связями — 30;

е) в потолке, в боковом листе — 26.

В бочке котла:

а) под топкой — 2;

б) в шве с передним днищем — 5;

в) в шве с сухопарником — 3;

г) на плечах — 2.

Всего в оборотных котлах 1067 трещин (см. таблицу 62).

В девяти прочих котлах (локомотивных и локомотивных) трещины распределяются следующим образом:

а) трещин в поперечном направлении у продольного шва от края до заклепки — 21;

б) трещин продольных у поперечного шва: от края до заклепки — 1, по линии заклепок — 2.

В огневой камере:

а) в поперечном шве — 2;

б) в заднем шве — 2;

в) в шве с жаровой трубой: от края до заклепки — 4.

В решетке: в перемышках — 9.

В бочке котла:

а) в поперечном шве — 3;

б) в переднем днище — 2.

Всего в локомотивных и локомотивных котлах 46 трещин.

Выпучины в 492 котлах характеризуются следующими цифрами:

Таблица 63

Местонахождение выпучин	Пролетные котлы	Оборотные котлы	Прочие котлы	Итого
Жаровая труба . . . . .	38	38	6	82
Потолок огневой камеры . . . . .	38	68	4	110
Передняя стенка огневой камеры . . . . .	7	—	2	9
Задняя стенка огневой камеры . . . . .	—	192	—	192
Передняя решетка . . . . .	—	5	—	5
Задняя решетка . . . . .	1	—	—	1
Решетка . . . . .	18	27	—	45
Обечайка . . . . .	3	45	—	48
Всего	105	375	12	492

Возраст котла на образование выпучин не влияет, здесь все зависит от чистоты котла. Правда, чем старше котел по возрасту, тем меньше за ним ухаживают, надеясь заменить его новым, так как срок службы котлов прежде определялся в 24 года. Это обстоятельство влияло на качество обслуживания котлов, а следовательно, и на образование в котлах выпучин и трещин. Как уже сказано выше, основную причину выхода котлов из строя следует искать в действии высоких температур в котле и возникающих отсюда больших температурных напряжений.

По сравнению с температурными напряжениями малозначащими факторами, влияющими на состояние материала, являются коррозия металла котлов, влияние дефектов в технологическом процессе при постройке котлов, например, загиб фланцев при самом нагреве, образование волосных трещин при сверлении, чем объяснял причину выхода котлов из строя проф. Бабошин (см. его доклад о дефектах в котельном железе, опубликованный в «Трудах Регистра Союза ССР», вып. I за 1925 год) и т. д.

Котел с постоянно чистыми огневыми частями не будет иметь дефектов, если же котел будет иметь загрязнение огневых частей, то ближайшим следствием будет появление трещин и выпучин.

Следует также отметить, что на появление трещин в котлах влияет конструкция котла. Так, выпущенные в последнее время заводами «Красное Сормово» и «Ленинская кузница» пролетные котлы изобилуют трещинами, и у всех котлов наблюдается течь швов и дымогарных трубок. Проклепка швов на некоторых из них не дала положительных результатов, так как при работе котла швы давали течь (при гидравлических испытаниях швы показали полную герметичность). Причиной течи котлов следует считать плохую циркуляцию воды и распор бочки топкой вследствие разности температур топки и бочки.

Это обстоятельство заставляет начать борьбу с температурными напряжениями путем улучшения циркуляции воды в котле и устройства сальниковых топок, оправдавших себя на практике.

Конструкция котла с сальниковой топкой, не решая полностью вопроса о температурных напряжениях, ликвидирует напряжения от расширяющего действия топки.

Характерно, что в донесениях Регистру Союза ССР об обнаруженных дефектах котлов причинами этих дефектов обычно указываются второстепенные факторы, как-то: «дефекты при изготовлении котлов», «усталость» металла, слабость фундаментов (опор) и т. д.

## 2. Характерные повреждения в котлах

Ниже приведены выписки из донесений Регистру Союза ССР, указывающие на наиболее характерные дефекты в котлах, а также на характерные объяснения причин этих дефектов.

«Котел цилиндрический пролетный однопочный (рис. 431). В нижней части переходного фальца с внутренней стороны обнаружена трещина глубиной до 3,5 мм, идущая по окружности бочки (фальца), длиной 1185 мм. С левой стороны указанная трещина проходит насквозь по длине около 30 мм (рис. 432). С внутренней стороны фальца в районе трещины с правой стороны незначительное разъедание по площади в 300 мм<sup>2</sup>. Заметна трещина старого образования. Появление ее следует объяснить дефектами, допущенными при постройке котла, и деформацией изгиба фальца при работе котла. Топка волнистая» (пароход «Святополк», донесение от 17 июля 1930 г.).

«По всей поверхности топки имеется толщиной до 2 мм слой нефтяных осадков с грязью. Наличие нефти в котле подтверждается темными мазутными пятнами на связях, трубках и бочке котла и грязью с нефтяными остатками в нижней части котла. Выпучины образовались у швов заплат с левой стороны (рис. 433). Причиной образования выпучин послужили наличие нефтяных остатков и перегрев металла в швах» (пароход «Астра», донесение от 25 июля 1935 г.).

«В жаровой трубе третьего звена в шве второго кольца Адамсона отстала электросварка, и трещина увеличилась на 30%. Длина всей

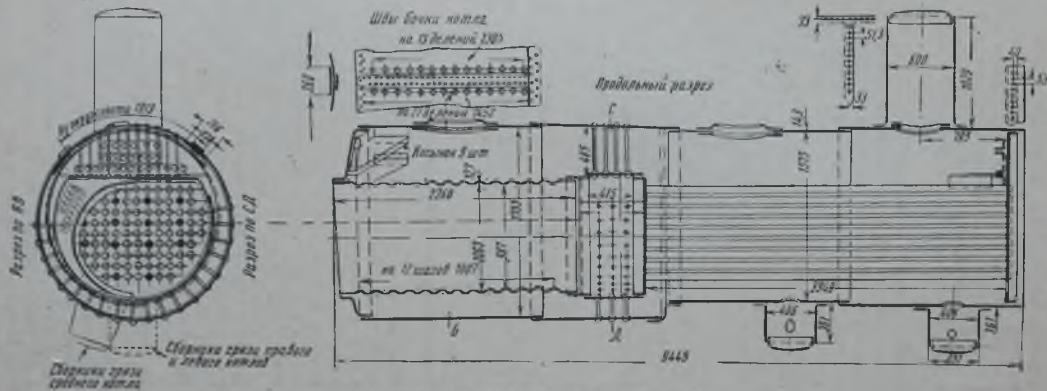


Рис. 431. Чертеж котла парохода „Святополк“.



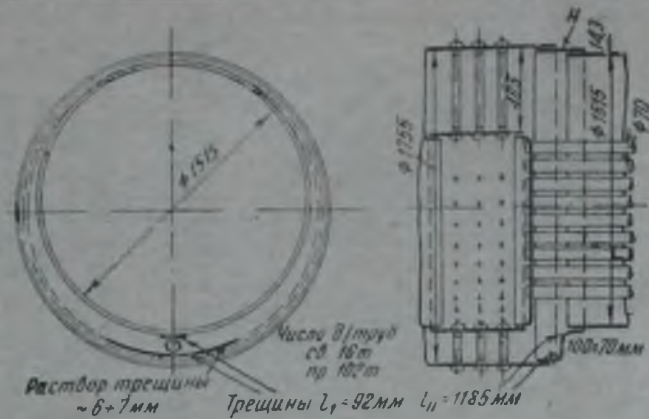


Рис. 432. Трещина длиной 1185 мм в поперечном сечении фальца бочки котла парохода „Святополк“.

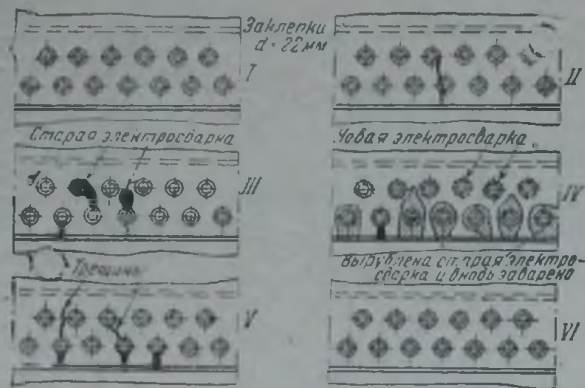


Рис. 434. Поперечные трещины в жаровой трубе котла парохода „Волжская коммуна“.

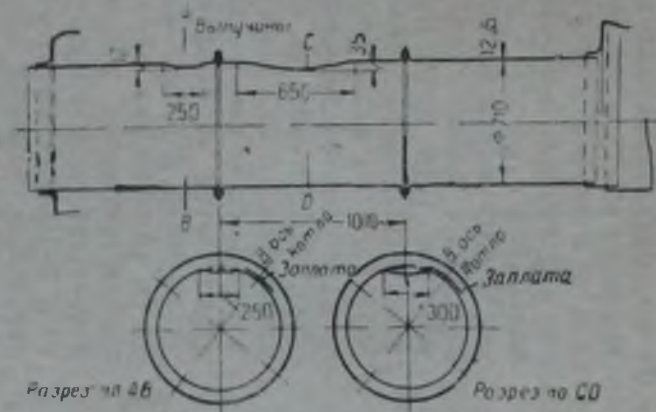


Рис. 433. Выпучина в топке котла парохода „Астра“.

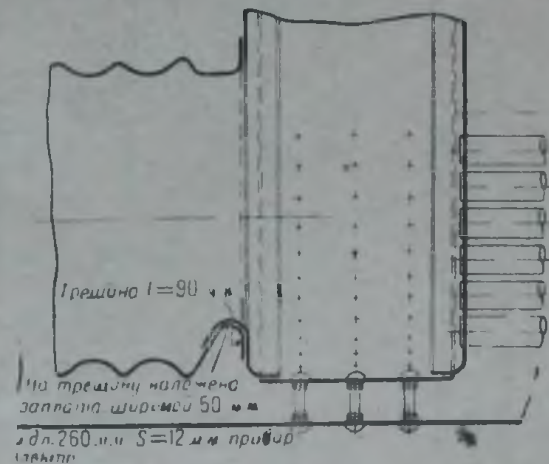


Рис. 435. Трещина в поперечном сечении последней волны жаровой трубы котла земшины „Волжская 25“.

трещины от кромки листа достигла 120 мм (рис. 434). Около трещины на кромке отломился уголок размером 25 × 25 мм (пароход «Волжская коммуна», донесение от 6 июля 1934 г.).

«В средней жаровой трубе в последней волне (рис. 435) возле фальца на изгибе оказалась трещина длиной в 90 мм, образовавшаяся на месте прежней трещины, длиной в 30 мм, которая была обнаружена при гидравлическом испытании котла 10 мая 1932 г. и заварена электросваркой без просверливания ограничительных дыр в концах трещины» (земмашина «Волжская 25», донесение от 1 июля 1933 г.).

«В правой топке на последнем звене с огневой стороны на фальце кольца Адамсона снизу имеются следы электросварки длиной около

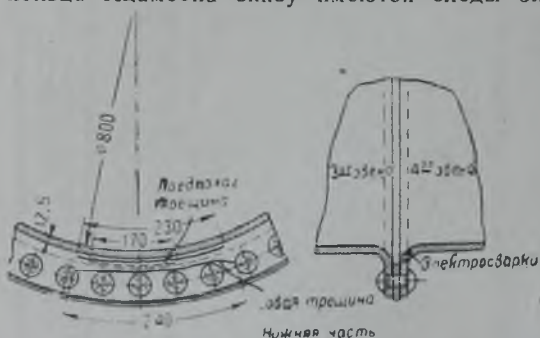


Рис. 436. Трещина в поперечном сечении жаровой трубы котла парохода «Память тов. Азина».

230 мм. При просмотре отремонтированного места оказалось: на конце электросварки этой трещины имеется еще след не заваренной трещины длиной в 30 мм. Около места заварки почти на всем ее протяжении и параллельно ей имеется ряд волосных прерывистых трещинок. Параллельно заварке к заклепкам вновь обнаружена большая трещина длиной в 240 мм, концами уходящая под

заклепки и раскрытая примерно на 3 мм (рис. 436). В левой топке по очистке накипи с водяной поверхности топки на фальце третьего звена у последнего кольца Адамсона снизу вновь обнаружена еще большая трещина, идущая около заклепок по длине 210 мм. Нижние

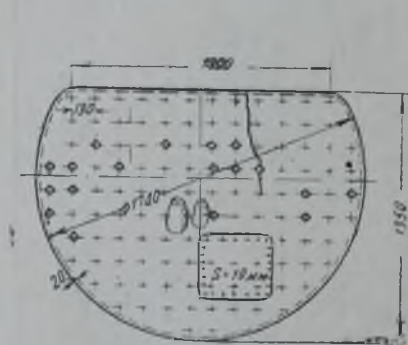


Рис. 437. Трещина в задней стенке огневой камеры котла парохода «Техник».

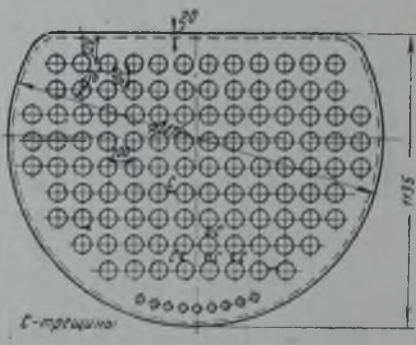


Рис. 438. Трещина в трубной решетке котла парохода «Тарас Шевченко».

части обеих топков покрыты толстым (5—6 мм) слоем накипи. Указанные повреждения произошли, видимо, от значительного перегрева нижней части фальцев вследствие присутствия накипи, высокой температуры топочного пространства, низкой температуры под топками и постоянной деформации фланцев» (пароход «Память тов. Азина», донесение от 6 октября 1927 г.).

«Во время вырубки коротких анкерных связей в задней стенке огневой камеры образовалась трещина по высоте четырех рядов связей



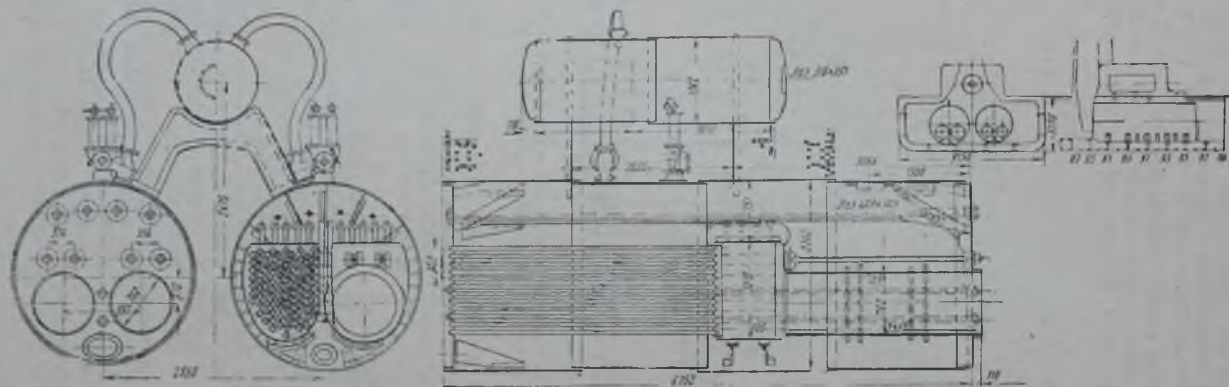


Рис. 441. Чертеж котла парохода „Коммунистка“.



Рис. 442. Трещина в огневой камере парохода „Черкес“.

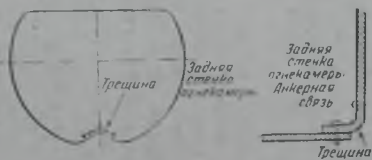


Рис. 443. Трещина в поперечном сечении по фальцу доньшка огневой камеры парохода „Доктор Пирогов“.



Рис. 444. Трещина в поперечном сечении сухопарника буксирного парохода „Чижик“.



### 3. Взрыв котла парохода „Лев Толстой“

24 апреля 1942 г. на пароходе «Лев Толстой» Северо-Западного пароходства произошел взрыв парового котла во время выщелачивания от накипи.

Для выяснения причин взрыва котла были созданы одна за другой две комиссии: одна — под председательством члена-корреспондента Академии наук СССР проф. В. В. Звонкова и вторая — под председательством директора Речного Регистра Союза ССР инж. Г. Н. Безрукова.

Первая комиссия дала следующие сведения о пароходе «Лев Толстой».

Пароход «Лев Толстой» построен в 1908 году мастерскими В. И. Калашникова, в селе Бор, б. Нижегородской губернии, для грузо-пассажирских перевозок. Регистрава пассажи́ровместимость парохода — 331 человек; состав экипажа — 24 человека. Пароход имел стальной корпус, клепанной конструкции; палуба деревянная. Система набора поперечная. Водонепроницаемых поперечных переборок — 7. Длина корпуса судна — 44,5 м; габаритная длина — 46,3 м, ширина корпуса — 5,5 м, габаритная ширина судна — 10 м, высота борта — 2,05 м, высота с надстройками — 6,7 м, высота от днища до верха трубы — 8,8 м, до верха мачты — 11,81 м, междупалубная высота — 2,1 м. Осадка порожнем (без команды и топлива) — в среднем 0,65 м, толщина днища и бортов корпуса — 4—5 мм.

Паровая наклонная машина компаунд построена в 1903 году в той же мастерской Калашникова; машина — с золотниковым парораспределением, работала насыщенным паром; индикаторная мощность ее — 130 л. с. Котел — оборотный однопочный; построен в 1903 году в мастерской Калашникова. Топка цилиндрическая, клепанная, с двумя кольцами Адамсона. Рабочее давление до 1936 года 10 кг/см<sup>2</sup>. В 1936 году давление было повышено до 10,5 кг/см<sup>2</sup>. Поверхность нагрева котла — 48 м<sup>2</sup>. Отопление дровяное.

Габаритные размеры котла: длина — 2870 мм, диаметр — 1828 мм; сухопарник высотой 1117 мм, диаметр оси — 338 мм, жаровая труба длиной 2210 мм, диаметром 888 мм. Толщина корпуса котла — 16 мм, толщина топки — 12,5 мм, огневой камеры — 11 мм, переднего днища — 16 мм, заднего — 13 мм, сухопарника — 12,6 мм, доньшка сухопарника — 16 мм. Чертеж котла представлен на рис. 455. Общий вид котла, извлеченного из воды, представлен на рис. 456.

В котловой книге указанного котла значатся следующие наиболее характерные записи:

В 1916 году в Твери после потопления судна на глубине 1,6 м сменили 52 ослабленных анкерных связи.

В 1923 году в Твери же выправлена мятина в нижней части задней стенки огневой камеры, в средней части выправлена пуповина и поставлены добавочные связи.

При осмотре 22 апреля 1926 г. котел найден был в удовлетворительном состоянии, обнаруженные ранее три трещины на верхнем отвороте задней стенки огневой камеры от крышки до заклепки и мелкие выпучины низа задней стенки огневой камеры следов течи и изменений в форме не дали.

При осмотре 27 июня 1928 г. перечислены те же дефекты и, кроме того, приведена зарисовка неправильной формы среднего звена топки, характеризующая выпучины на протяжении 120 мм слева и 230 мм справа в нижней части, в окружности топки. Внизу справа на участке до 8 см<sup>2</sup> отмечена плена на среднем звене топки до 0,5 мм; отмечена



4 апреля 1938 г. произведена заварка во втором звене жаровой трубы двух трещин по 60 мм от заклепки до заклепки по продольному шву. 31 января 1939 г. все отмеченные ранее дефекты, в том числе и в среднем звене жаровой трубы, оставались без видимых изменений. Общее состояние котла отмечено оценкой «хорошее». При осмотре котла 3 февраля 1940 г. и 10 февраля 1941 г. отмечено, что дефекты остаются без изменений. При осмотре осенью 1941 года отмечена сильная загрязненность котла: слой накипи на дымогарных трубках и связях оказался толщиной в 3 мм. Общее состояние котла признано «ограниченным». К дальнейшей эксплуатации котел допущен на один год при условии выполнения требований Регистра в отношении механической очистки котла и контроля за состоянием выпучин.

При последнем осмотре котла 23 марта 1942 г. отмечено, что дефекты, замеченные при предыдущем осмотре, остаются без изменений; новых дефектов не обнаружено. Котел от накипи очищен плохо. Общее состояние котла признано опять «ограниченным» и предложено до открытия навигации произвести выщелачивание котла. Котел допущен к эксплуатации на один год, в течение которого предложено вести наблюдение за состоянием его дефектов.

Из записей журнала выщелачиваний, очисток и промывок котла парохода «Лев Толстой» видно, что последняя запись механика судна о контроле состояния котла и об изменении его дефектов относится к 22 октября 1940 г. (механик парохода «Лев Толстой» Пулжанин). За последующий период никаких записей в журнале не имеется, что лишает возможности установить сроки между промывками и очистками котла, а также проверить, следил ли механик за состоянием дефектов котла.

Перед взрывом котла пароход «Лев Толстой» находился в составе каравана судов на отстое от весеннего ледохода на р. Костромке, на

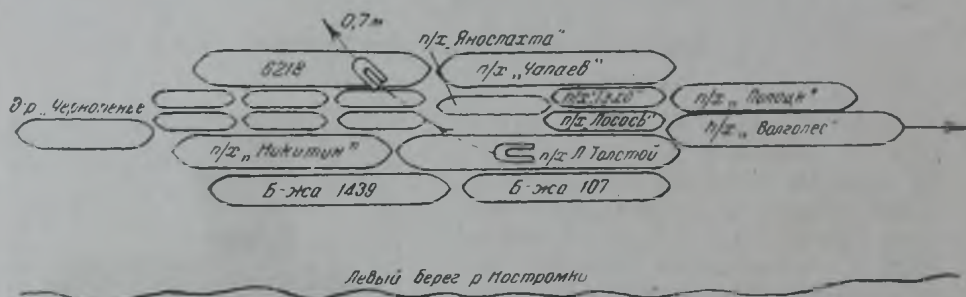


Рис. 457. План расстановки судов в момент аварии котла парохода «Лев Толстой» (суда нанесены без обносов).

акватории, примыкающей к фанерному заводу. 22 апреля 1942 г., в соответствии с требованиями инспектора Регистра, приступили к выщелачиванию котла от накипи, для чего была произведена растопка котла, которая была повторена 24 апреля. В этот день в 10 час. 30 мин. на вахте механика парохода «Лев Толстой» Я. М. Гоголева произошел взрыв котла. В результате взрыва котел с парохода был переброшен через три ряда судов на баржу № 6218 СЗРП. Траектория полета котла и расположение каравана судов указаны на рис. 457. Высота полета котла была примерно 10—15 м, а длина — 30 м по горизонтальному направлению. На барже № 6218 с грузом оборудования и материалами Пиндушской судовой верфи были перешиблены крепление и днищевая обвязка, баржа была подведена к берегу, где и затонула до уровня палубы, при этом сухопарник котла был над горизонтом воды.



Пароход «Лев Толстой», получив большие разрушения палубы и надстройки и повреждение корпуса, в течение часа затонул кормовой частью на глубине четырех метров. С правого борта затоплена кормовая часть до кормовых шлюпбалок, с левого борта — до гребных колес. Носовая часть парохода сохранила пловучесть. Носовой класс и носовой грузовой трюм не затоплены. После взрыва пароход получил крен на левый борт около  $20\text{--}25^\circ$  (рис. 458). При взрыве котла убиты находившиеся в машинно-котельном отделении масленщик и кочегар и ранены механик, первый помощник механика, второй помощник механика и жена одного из членов команды.

В момент взрыва на палубе парохода «Лев Толстой» находились: капитан, помощник капитана и два кочегара; все они остались невредимыми.

При осмотре котла после его взрыва обнаружено: в жаровой трубе в среднем звене с правой стороны вырвана часть листа по всей длине.

Оставшаяся часть (примерно  $\frac{2}{3}$  площади листа) имеет несколько разрывов неправильной формы. Во всех частях разрывов наблюдаются свежий излом и слоистость металла. В нижней части фланца жаровой трубы среднего звена со стороны водяного пространства, начиная от клепанного шва вверх по окружности, в разрыве имеется «чернота», свидетельствующая о старой трещине, длиной по окружности в 310 мм. Толщина излома металла в этом месте — от 4 до 8 мм. На отогнутых взрывом концах металла с водяной стороны внизу справа, ближе к переднему концу, имеется надрыв металла крестообразного вида, размерами  $60 \times 40$  мм, с пленой старого происхождения. Толщина пленки — 1,5 мм с водяной стороны.

Отмечен дефект котла со времени его постройки в виде неправильного загиба фланца у среднего звена жаровой трубы (что указано в котловой книге по записи 1926 года). Внутри котла между трубками много грязи и накипь толщиной от 2 до 10 мм; имеется ряд мест, где накипью сплошь забито пространство между трубками. В нижней части бочки котла также грязь и отбившаяся накипь. Топочная гарнитура сорвана полностью.

Огневая камера котла со всеми ее дефектами, указанными в котловой книге, сохранилась без повреждений, легкоплавкие пробки по внешнему виду целы. Корпус (бочка) котла повреждений от взрыва не имеет.

Сухопарник повреждений не имел.

Крышки лаза и горловин оказались на месте.

Из арматуры котла были сорваны: питательный кран, кран нижнего продувания, правое стекло водомерной колонки и два манометра. Один из манометров, котельный, имел красную черту на  $12 \text{ кг/см}^2$ , а стрелка была за шпилькой нуля с обратной стороны; другой манометр, стоявший в фонаре машинного отделения, имел красную черту на  $7,5 \text{ кг/см}^2$ . Через полтора часа после взрыва стрелка этого манометра стояла на



Рис. 458 Пароход «Лев Толстой» после взрыва котла.

отметке 10,25 кг/см<sup>2</sup>. Оба манометра 26 апреля 1942 г. были вскрыты: их механизмы по внешнему виду были исправными.

Исследование металла котла парохода «Лев Толстой» в лаборатории Костромского текстильного института показало, что качество металла следует признать неудовлетворительным вследствие большого количества шлаковых включений, наличия третичного цементита и крупнозернистости феррита. Временное сопротивление разрыву оказалось равным 29 кг/мм<sup>2</sup>, удлинение — 5%.

Опрос и письменные показания команды парохода в отношении фактов, предшествовавших и сопровождавших взрыв, не были одинаковыми и достаточно полными, поэтому установить отчетливо причину взрыва котла по их показаниям оказалось затруднительным.

Следует отметить наиболее важные показания. Помощники механика Мякишев, Яшков и Рузов показывают, что давление пара в котле было не более 5 атм. Однако непосредственно перед взрывом никого из указанных лиц в машинно-котельном отделении не было, за исключением т. Яшкова, который за 40 минут до взрыва видел показание манометра 4,75 кг/см<sup>2</sup>.

#### **4. Причины взрыва котла парохода „Лев Толстой“ в освещении комиссии члена-корреспондента Академии наук СССР проф. В. В. Звонкова**

При обсуждении причин взрыва котла парохода «Лев Толстой» в комиссии были разобраны следующие три основных предположения:

- 1) возможность злого умысла;
- 2) возможность упуска воды в котле при одновременном питании его топки;
- 3) возможность изменения структуры металла котла и его физических свойств.

Возможность злого умысла, по мнению комиссии, должна отпасть за отсутствием объективных данных: ни в корпусе, ни в котле не обнаружено характерных отверстий от осколков бомб или гранат; не было также слышно характерных звуков и явлений, имеющих место при действии взрывчатых веществ; не обнаружено также следов применения каких-либо иных вредительских диверсионных способов для вывода парохода из строя.

Следует также отметить, что в Костромском отстойно-ремонтном пункте в зиму 1941/42 года стояло значительное количество судов несравненно большей ценности, чем пароход «Лев Толстой», например, грузо-пассажирский пароход «Глеб Успенский», стоимостью примерно в 3 млн. руб., буксир «Николай Островский» 560 и. л. с., теплоход «Таджикия» и т. д.

Возможность упуска воды в котле также отпадает, так как явных признаков упуска воды не обнаружено. Легкоплавкие пробки остались в сохранности; огневая камера не повреждена.

Основной причиной взрыва, по мнению комиссии, явилось изменение структуры металла котла и его физических свойств. В хрупком металле среднего звена жаровой трубы имевшая место трещина со стороны водяного пространства вследствие сильного переменного температурного напряжения при подъеме пара разошлась.

Отмеченное температурное напряжение могло возникнуть дополнительно, как следствие шуровки дров с повышенной влажностью, отчетливо нарушилось равномерное прогревание металла и создались местные температурные напряжения дополнительно к ранее имевшемуся напряжению от неправильного загиба фланца в период постройки котла.

В результате появления сильного местного напряжения металл котла разорвался в наиболее слабом месте — по старой трещине, где толщина свежего излома металла была 4,5 мм вместо строительной толщины 12,5 мм.

Комиссия отметила, что снижение котельного давления ниже установленной его рабочей нормы (10,5 атм) не могло предотвратить взрыв котла, так как на основании показаний незадолго перед взрывом давление в котле было 4,75 атм.

На основании произведенного осмотра парохода и котла, опроса людей, бывших в момент взрыва котла вблизи парохода «Лев Толстой», а также результатов исследований образцов металла котла комиссия пришла к выводу, что основной причиной взрыва котла следует считать неудовлетворительное качество металла и изменение его физических свойств. Неудовлетворительное качество металла определяется, как показывает исследование, большим количеством крупных шлаковых включений, наличием третичного цементита и крупнозернистостью феррита, что вызывает весьма низкие механические характеристики металла ( $\sigma_b = 29 \text{ кг/мм}^2$ ,  $i = 5\%$ ).

Важное значение имело также резкое изменение толщины металла в среднем звене жаровой трубы, где свежий излом металла имел лишь 4,5 мм вместо строительной величины 12,5 мм.

Комиссия сочла необходимым обратить внимание Наркомречфлота СССР и Регистра СССР на следующее:

у котлов с возрастом свыше 25 лет следует производить гидравлические испытания не реже, чем через три года, независимо от наличия дефектов котла, и обязательно делать вырезку шашек для металлографического исследования структуры металла и испытаний ударом на копре Шарпи, независимо от наличия дефектов в котле.

При проектировании котлов следует предусматривать большее количество горловин достаточного размера и такое их расположение, которое обеспечивало бы лучшую очистку котлов, особенно в нижней части. Необходимо издать приказ об ответственности линейных и групповых механиков, во-первых, за четкий и систематический контроль за ведением оновременных и правильных записей в котловой книге о продувке, очистке, выщелачивании и ремонте котлов и, во-вторых, за неслабое наблюдение за имеющимися в котлах дефектами.

Следует обязать Снабречфлот бесперебойно снабжать пароходы достаточным количеством антидепона; а также усилить контроль за правильным использованием применения антидепона.

## **5. Взрыв котла парохода „Лев Толстой“ в освещении работников Регистра Союза ССР**

Кроме комиссии по выяснению причин взрыва котла под председательством члена-корреспондента Академии наук СССР проф. В. В. Звонкова, по настоянию директора Речного Регистра Союза ССР и по распоряжению Зам. наркома речного флота СССР В. И. Рахманина была создана вторая комиссия под председательством директора Регистра. Комиссия составила следующий акт о причинах взрыва котла:

«21—23 мая 1942 г. в г. Костроме экспертно-техническая комиссия произвела расследование обстоятельств и причин взрыва парового котла пассажирского парохода «Лев Толстой», принадлежащего Северо-Западному речному пароходству, на месте аварии в г. Костроме и нашла:

Котел оборотный однопочный постройки 1903 года поверхностью нагрева 43,5 м<sup>2</sup>, рабочее давление построечное 10,5 кг/см<sup>2</sup>, допущенное давление — 10,5 кг/см<sup>2</sup>.

Примечание. Подробное описание корпуса парохода, механизмов и размеры котла — см. в заключении комиссии от 24 апреля 1942 г.

Согласно записям, имеющимся в котловой книге, котел имел следующие дефекты: в потолке огневой камеры семь заваренных трещин от кромки до заклепки; в продольном шве среднего звена жаровой трубы две заваренных трещины от кромки до заклепки; на шинельном листе и в потолке огневой камеры имеются две выпучины со стрелой прогиба в 3 и 8 мм. Среднее звено жаровой трубы имело неправильную форму со времени постройки с разницей по диаметру в 10 мм.

Согласно тем же записям, котел по техническому состоянию отнесен к третьей категории, т. е. к категории «ограниченно годный».

Последнее гидравлическое испытание котла было произведено 10 апреля 1937 г.; при этом котел выдержал испытание «на удовлетворительно».

На основании правил Регистра Союза ССР 1932 года, котел подлежал очередному гидравлическому испытанию в 1943 году. Последнее внутреннее освидетельствование было произведено 23 марта 1942 г. При этом освидетельствовании инженер Регистра т. Разумовский установил, что все огневые части котла со стороны водяного пространства не очищены от накипи, а отмеченные предыдущими освидетельствованиями дефекты — без изменений. Было предложено очистить котел от накипи до открытия навигации.

По заявлению механика парохода т. Гоголева, 21 апреля 1942 г. по распоряжению начальника отстойно-ремонтного пункта т. Виноградова котел был подготовлен к поднятию пара. После налива воды в котел было влито через горловину сухопарника в растворенном виде 16 кг антинакипина, горловина была закрыта и в топке разведен огонь. Отопление котла производилось дровами; при этом огонь был сосредоточен в районе среднего звена жаровой трубы. Шуровка котла производилась только днем, а на ночь топка заглушалась. По заявлению механика, давление в котле поддерживалось в течение 21, 22 и 23 апреля от 1 до 2 кг/см<sup>2</sup>; при этом за все время было произведено только две продувки через кран нижнего продувания.

24 апреля в 10 час. 30 мин. произошел взрыв котла при давлении (по заявлению механика) 4,75 кг/см<sup>2</sup>, в результате чего котел с большой силой выбросило из корпуса парохода, сорвав надстройку и палубу над котлом. Котел выбросило из корпуса судна на расстояние до 30 м от парохода с высотой траектории до 10—12 м (со слов работников отстойного пункта).

При освидетельствовании состояния котла найдено:

Котел находится на барже. Цилиндрическая часть бочки котла и сухопарника по внешнему виду найдены в хорошем состоянии; переднее днище котла (труборешетка) — в хорошем состоянии; заднее днище имеет две больших вмятины от ударов о металлические предметы с образованием заусениц. Вмятины образовались при падении котла в баржу на механическое оборудование (станки и лесопильные рамы), находившееся в барже. Бочка и днище котла изготовлены из литой стали.

Жаровая труба — с двумя кольцами Адамсона. Переднее и заднее звенья жаровой трубы без повреждений и видимых дефектов от аварии. Среднее звено на  $\frac{2}{3}$  длины по окружности вырвано по фланцам колец Адамсона и свернуто в спиралевидную форму, причем это спиралевидное свертывание звена, оборванного по фланцам, идет в огневую ка-

меру и на выход из топки. Веерообразное расхождение разорванного звена проходит через девятую заклепку, по середине звена, или на расстоянии 450 мм от переднего и заднего фланца кольца Адамсона.

В спиралевидных свертках имеется масса сквозных трещин и надрывов. По изломам видно, что материал звена топки — сварочное железо, весьма низкого качества, с большой слоистостью.

Результаты испытаний материала, произведенных в лаборатории Костромского текстильного института, показали, что материал разорванного звена является сварочным железом с временным сопротивлением разрыву в 29 кг/мм<sup>2</sup> и относительным удлинением в среднем 5<sup>0</sup>/<sub>6</sub>.

Микроструктурный анализ показывает наличие большого количества шлаковых включений и структурно свободного цементита. Последнее включение свидетельствует о перерождении материала, а также о старении его.

Освидетельствование котла с водяного пространства показало, что котел продолжительное время не очищался от грязи и накипи. Толщина накипи на огневой камере и на дымогарных трубках достигает до 10 мм, а в нижней части котла под огневой камерой накипь лежит комьями. Несмотря на то, что перед подъемом пара в котел был положен антинакипин и до аварии в течение 21, 22 и 23 апреля котел выщелачивался, а после взрыва котел с большой силой ударился, тем не менее накипь местами осталась на месте. На переднем и заднем звеньях жаровой трубы слой накипи в нижней части (в районе продольных швов) более 10 мм. Накипь солевых известковых отложений твердая и черная (т. е. старого происхождения).

Судя по смятию, свертыванию разорванного звена кверху и влево (смотря с фронта топки), по характеру поперечного разрыва, проходящего от продольного заклепочного шва влево на расстоянии 450 мм и вправо до 500 мм, а также судя по выпуклости продольного шва звена вверх (рис. 459), экспертная комиссия считает, что разрыв звена топки про-

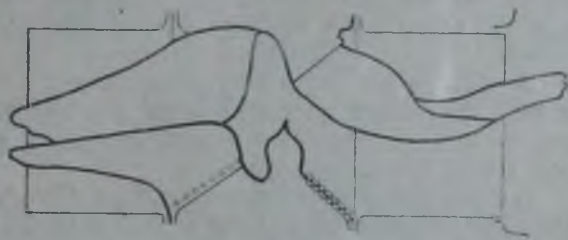


Рис. 459. Эскиз разрушения топки котла парохода „Лев Толстой“ (приложение к акту Регистра).

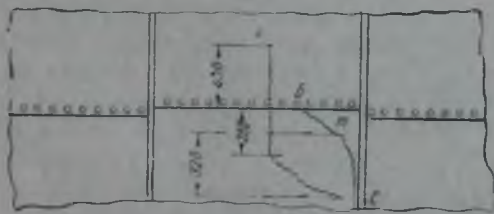


Рис. 460. Расположение разрывов в материале топки котла парохода „Лев Толстой“ при взрыве (приложение к акту Регистра).

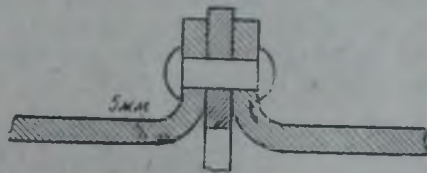


Рис. 461. Вид трещины по фланцу второго звена топки котла парохода „Лев Толстой“.

изошел в нижней части одновременно по линиям АВС с отрывом и выбрасыванием куска контура ВС (рис. 460).

В контуре на рис. 460 линия ВС имеет в изломе канавообразную зашлакованную трещину старого происхождения глубиной в 5—6 мм (рис. 461). По зашлакованности кромки трещины и по излому целого металла у трещины видно, что трещина имела раскрытие до 2—3 мм.

Трещина находится в нижней части топки со стороны воды и недоступна для осмотра. Трещина проходит около отфланцовки и почти параллельно фланцу. По характеру зашлакованности кромок видно, что трещина имеет большую давность и, видимо, является дефектом прокатки материала.

На основании вышеизложенного экспертно-техническая комиссия считает, что разрыв среднего звена жаровой трубы произошел в нижней части топки, в поперечном направлении, посредине звена.

Основными причинами аварии котла надо считать:

1) систематическое нарушение правил и инструкций по содержанию паровых котлов, что привело к большой загрязненности и образованию накипи на огневых частях котла;

2) низкое качество материала топки;

3) неправильно производилась шуровка котла, имеющего дефекты, — заваренные трещины от кромки до заклепки и выпучины.

Плохая теплопроводность стенок топки вследствие образования накипи и слоистости материала топки, плохой материал топки (слоистость, низкое временное сопротивление разрыву и микроструктурное перерождение) и неправильная шуровка котла (четырёхкратный розжиг огня) явились источником местного температурного перенапряжения материала под влиянием сосредоточенного огня в нижней части среднего звена, что и послужило причиной аварии котла.

При плохой теплопроводности стенок от загрязненности и накипи топки обычно проседают, дают различного характера и величины выпучины вследствие температурных напряжений (местного перегрева) материала.

В данном же случае материал топки чрезвычайно низкого качества, и незначительный перегрев вызвал в материале предел сопротивляемости, т. е. температурные перенапряжения в материале превзошли предел упругости материала.

На вопрос старшего инспектора Регистра Союза ССР, могла ли быть предотвращена авария котла, если бы ему было произведено гидравлическое испытание, экспертно-техническая комиссия отвечает, что гидравлическое испытание котел мог бы выдержать без видимых дефектов и деформаций в местах разрыва звена при аварии, так как котел при гидравлическом испытании низких температурных напряжений не претерпевает, а воспринимает только статическую нагрузку.

Если сделать такое допущение, что толщина стенки звена топки не более 5 мм и равнопрочна, чего фактически допустить никак нельзя, так как толщина стенки звена — 12,7 мм, а толщину по трещине 5—6 мм нельзя принимать равнопрочной по всему звену, то допускаемое давление, согласно правилам Регистра Союза ССР, для  $S = 5$  мм будет:

$$P = \frac{C(S - 0,5)^2}{(L - 610)D} = \frac{94000(5 - 0,5)^2}{(900 - 610)913} = 7 \text{ кг/см}^2,$$

где:

$C$  — коэффициент для топки с клепанным продольным швом;

$S$  — толщина стенки в мм;

$L$  — расстояние между двумя жестко закрепленными точками, в данном случае между кольцами Адамсола, в мм;

$D$  — наружный диаметр звена топки в мм.

Разрыв же звена топки, как выше было указано, произошел при давлении в 4,75 кг/см<sup>2</sup>.

## 6. Причины взрыва котла парохода „Лев Толстой“ по мнению автора

В работах второй комиссии сначала принимал участие автор книги; однако, видя одностороннее освещение причин взрыва котла (работники Регистра стремились в акте особо отгнетить неправильность эксплуатации котла), автор отказался подписать акт, а ограничился, по настоянию директора Регистра, изложением своих кратких соображений, которые приводятся ниже.

«Одной из причин аварии котла парохода «Лев Толстой» является загрязненность огневых частей накипью, достигающей толщины от 3 мм по звеньям топки до 10 мм по фальцам и кольцам Адамсона.

Загрязненность накипью вызвала повышенную разность температур огневых частей и бочки котла, что обусловило возникновение температурных напряжений как в материале топки, так и в материале бочки котла.

Величина температурных напряжений при загрязненных накипью огневых частях обычно намного превосходит не только предел упругости, но и предел текучести, и часто достигает величины временного сопротивления материала сжатием, вызывая трещины в поперечных сечениях топки, которые образуются большей частью в месте соединения топки с огневой камерой или в соединении топки с передним днищем, или в месте загиба фальца колец Адамсона, вызывая течь поперечных швов бочки котла, а также разрывы бочек в поперечном сечении, обычно по шву.

В топке котла парохода «Лев Толстой» такая трещина произошла в фальце второго звена топки.

Толщина материала топки в месте образования трещины в фальце второго звена топки, судя по излому, как указано в заключении комиссии по рассмотрению причин аварии парохода «Лев Толстой», под председательством члена-корреспондента Академии наук СССР проф. В. В. Звонкова, достигла 4,5 мм, причем в изломе ясно виден расслой по толще металла, уходящий далеко вглубь листа (рис. 462 и 463).

Причиной аварии котла парохода «Лев Толстой» послужило также низкое качество материала топки, изготовленной из сварочного железа.



Рис. 462. Излом материала топки котла парохода „Лев Толстой“.



Рис. 463. Излом материала топки котла парохода „Лев Толстой“.

Величина временного сопротивления материала растяжению оказалась при исследовании равной  $29 \text{ кг/мм}^2$ , при этом удлинение при  $L = 10 d$  равно около 5%.

При указанных низких значениях величин  $\sigma_b$  и  $i$  на материале стенок при перегреве не могла образоваться заметная для глаз когегара выпучина, которая обычно предупреждает о грозящей аварии.

Микроструктурный анализ материала топки показал большую загрязненность его шлаковыми включениями и наличие структурно свободного цементита, обуславливающего потерю вязкости при изломе (рис. 464—466).

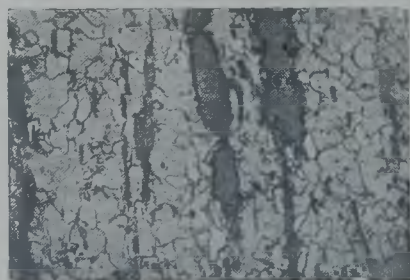


Рис. 464. Материал топки котла парохода „Лев Толстой“.

Следует также отметить недостатки конструкции котла, лишаящие возможности нормального осмотра огневых частей со стороны воды и очистки котла от накипи.

Нельзя обойти молчанием и отсутствие достаточных технических знаний у механика парохода «Лев Толстой» и всей машинной команды по использованию инструктивных указаний пароходства по надлежащему уходу за котлами.

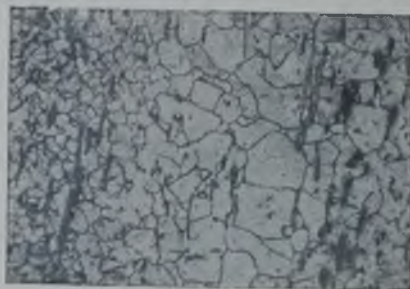


Рис. 465. Материал топки котла парохода „Лев Толстой“.



Рис. 466. Материал топки котла парохода „Лев Толстой“.

В качестве мер, предупреждающих аварии с котлами, следует рекомендовать:

1) разъяснить механикам о возникновении высоких напряжений в материале топок и бочек при загрязнении огневых частей накипью из-за большой разницы температур огневых частей и бочки котла;

2) неуклонно проверять качество материала огневых частей котлов в возрасте свыше 30 лет путем микроструктурного и химического исследования и при обнаружении котлов с огневыми частями, выполненными из сварочного железа или явно дефектной стали, с особой тщательностью вести наблюдение за работой котлов и производить замену огневых частей из литой стали».

Директор Регистра пожелал подтвердить свое заключение каким-либо авторитетным мнением, следствием чего является следующее письмо





Рис. 467. Вид с фасада топки котла парохода „Лев Толстой“ после взрыва.



Рис. 468. Вид топки котла парохода „Лев Толстой“ (после взрыва, снимок сделан из огневой камеры).



Рис. 469. Обрыв трубопроводов, дымника и заворот заднего седла при взрыве котла парохода „Лев Толстой“.



Рис. 470. Изворот переднего седла в момент раскрытия боковой трещины топки котла парохода „Лев Толстой“.

мо проф. В. А. Аничкова, адресованное на имя директора Регистра Союза ССР.



Рис. 471. Заклепки переднего днища бочки котла парохода «Лев Толстой», смятые при завороте заднего седла в момент вылета котла из корпуса судна.



Рис. 472. Характер разрушения парохода «Лев Толстой» от взрыва котла.

### «Директору Регистра Союза ССР»

Ознакомившись с протоколами комиссии по расследованию взрыва котла парохода «Лев Толстой» и осмотрев взятые из топки куски железа, считаю необходимым сообщить следующие свои замечания. В протоколе комиссии под председательством проф. Звонкова нет никакого обоснованного материала о причинах взрыва. Гипотеза о каком-то «перерождении металла» совершенно излишняя, учитывая, что доказано: сварочное происхождение металла, местные большие дефекты (трещины, утоняющие топку до 4,5 мм, и т. д.). Хрупкость металла, как причина взрыва, есть просто формальная отписка, так как в основном нас интересует не столько результат аварии, сколько ее происхождение. Конечно, авария произошла бы и с мартеновским металлом при данном состоянии топки, хотя, возможно, и не кончилась бы взрывом. В остальном акт процентов на 30 заполнен посторонними сведениями, не относящимися прямо к делу. Я считаю весь этот акт составленным формально некомпетентными людьми. В качестве иллюстрации можно указать кучу случайных и неправильных выводов (требование 15% удлинения металла по ОСТ, забывая, что котел не строился по ОСТ и по испытаниям имеет вполне терпимые в старом котле механические качества:  $\sigma_b = 27 \text{ кг/см}^2$ ,  $i = 5\%$ ).

Акт не касается даже такой необходимой меры, как обследование качества металла крупных котлов, методов этих обследований, рекомендаций для прекращения аварий и т. д.

В заключении проф. Волского в общем собрано гораздо больше конкретных, хотя во многом и неправильных заключений. Так, в п. 5 «причина аварии» приписана качеству материала (сварочное железо). Об этом см. выше. Что же, значит, из сварочного железа нельзя строить котлы?

Акт, составленный комиссией под председательством Г. Н. Безрукова, в общем правильно анализирует причины, приписывая их в основном плохому уходу и перегреву от накипи. В этом и лежит в основном главная причина, важнейшая для

производственных выводов, которые частично и сделаны в этом акте (массовое обследование происхождения металла старых котлов, улучшение ухода).

Я бы прибавил еще необходимость специального обследования состояния топок, но, к сожалению, Наркомречфлотом, несмотря на многолетние указания и разработки, не обеспечены ни соответствующие лабораторные средства, ни компетентные кадры. Во всяком случае Регистру нужно разработать инструкцию по определению состояния топок.

4 июля 1942 г.

*Проф. В. АНИЧКОВ*

Это письмо проф. В. А. Аничкова переслано директором Регистра Верхневолжской Инспекции Регистра и в копии нам.

Комментировать приведенное письмо проф. В. А. Аничкова, адресованное на имя своего начальника, излишне: оно ясно говорит само за себя и лишний раз указывает на наличие тенденцииности, часто имеющей место при объяснении причин аварий.

В своем письме проф. В. А. Аничков, желая ослабить оплошность работников Регистра в том, что они своевременно не позаботились исследовать материал котла парохода «Лев Толстой», имеющего 39-летний возраст, заявляет: «Что же, значит, из сварочного железа нельзя строить котлы?».

Да, из сварочного железа еще бывшим министерством путей сообщения, а затем Регистром Союза ССР запрещено строить котлы; на изготовление паровых котлов должна употребляться лишь литая сталь.

Наконец, если бы Регистр Союза ССР и не внес такого запрещения, то все равно котлы из сварочного железа не строились бы, так как последнее более 30 лет назад исчезло с рынка.

Нам представляется, что в акте экспертно-технической комиссии причины взрыва котла освещены неправильно. Характер разрушения седла указывает, что первоначальное место разрыва было не в середине низа второго звена топки, как значится в акте, а в месте боковой трещины во фланце второго звена топки, что обусловило разворот первого седла слева направо (счет от фронта котла), как видно на прилагаемых фотографических снимках.

Разрыв топки по боковой трещине во фланце второго звена топки правее продольной оси котла обусловил также и полет котла в правую сторону от судна с раскрытием палубы и сносом правой части надстройки судна, смотря от носа в корму. Котел, потревожившись в момент раскрытия трещин, потянул за собой трубопроводы и паропроводы, сошел с первого седла, а затем в момент отрыва от трубопроводов несколько задержался и, сев, подмял второе седло; потом, оторвавшись, пошел вверх направо, задел нижним рядом заклепок поперечного шва днища котла последнее седло, вывернул его флорой вверх и оставил следы как на последнем седле, так и на заклепках, смяв их по ходу котла.

Следует выяснить скорость, высоту и дальность полета котла, для чего необходимо знать вес котла и объем воды и пара в котле и задаться силами, которые потребны для отрыва котла от трубопроводов, раскрытия палубы и сноса надстройки.

Вес котла, исходя из чертежа, исчисляется в 4200 кг, объем воды в котле составляет 4,5 м<sup>3</sup>, объем пара — 0,9 м<sup>3</sup>.

Прежде всего необходимо определить примерное количество содержания тепла в нагретой воде и паре (имевшихся в котле к моменту взрыва); пошедшее на механическую работу.

Проф. А. А. Брандт в курсе «Основания термодинамики» дает пример нахождения наибольшей возможной работы, которая при взрыве парового котла может быть освобождена и может произвести разрушение окружающих предметов.

Он рассуждает следующим образом: «В момент взрыва в котле находятся пар и вода. Весом пара и теплотой, заключенной в паре, можно пренебречь по сравнению с весом воды и заключенной в ней теплоты; мы предположим, что в котле имеется только одна вода при давлении  $P_1$ , которая во время взрыва производит работу, расширяясь адиабатически до давления  $P_2$ , равного  $1 \text{ кг/см}^2$ ».

Во время адиабатического изменения состояния любого тела энтропия тела не изменяется; отсюда следует, что:

$$\frac{x_1 r_1}{T_1} + \tau_1 = \frac{x_2 r_2}{T_2} + \tau_2,$$

где:

$x_1$  — количество пара в воде котла в кг;

$r_1$  — скрытая теплота испарения;

$T_1$  — абсолютная температура воды в котле;

$\tau_1$  — энтропия воды;

$x_2$  — количество пара в килограмме смеси после взрыва;

$r_2$  — скрытая теплота смеси после взрыва;

$T_2$  — абсолютная температура смеси в котле после взрыва;

$\tau_2$  — энтропия смеси.

Положим,  $x_1 = 0$ , приняв, что речь идет о воде, нагретой до температуры, соответствующей тому давлению, при котором произошел взрыв. Тогда:

$$x_2 = \frac{\tau_1 - \tau_2}{r_2} T_2.$$

Работа во время адиабатического расширения определяется уравнением:

$$\frac{1}{A} (U_1 - U_2) = \frac{1}{A} [(x_1 p_1 + q_1) - (x_2 p_2 + q_2)],$$

где  $U_1$  и  $U_2$  — внутренняя энергия смеси первого и второго состояния.

Каждый килограмм воды при взрыве дает работу:

$$\frac{1}{A} [q_1 - (x_2 p_2 + q_2)],$$

где:

$q_1$  — содержание тепла в воде до взрыва;

$q_2$  — содержание тепла в смеси после взрыва;

$p_2$  — внутренняя теплота испарения.

Часть этой работы, равная  $P_2 \cdot U_2 \cdot x_2$ , и тратится на преодоление давления атмосферы ( $P_2$  — атмосферное давление,  $U_2$  — разность объемов сухого пара и воды,  $x_2$  — число килограммов пара в смеси после взрыва).

Тогда работа, затрачиваемая на разрушение котла и окружающих предметов, будет равна:

$$L = \frac{1}{A} [q_1 - (x_2 p_2 + q_2) - A P_2 U_2 x_2].$$

Но:

$$x_2 p_2 + A P_2 U_2 x_2 = x_2 r_2,$$

поэтому:

$$L = \frac{1}{A} (q_1 - q_2 - x_2 r_2).$$

Подставив найденное выше значение  $x_2$ , получим:

$$L = \frac{1}{A} [q_1 - q_2 - (\tau_1 - \tau_2) T_2].$$

При давлении  $P_2 = 1 \text{ кг/см}^2$  находим в таблице содержание теплоты жидкости 99,6. Энтропия жидкости при  $P_2 = 1 \text{ кг/см}^2$ :

$$\tau_2 = 0,311;$$

абсолютная температура:

$$T_2 = 372,1^\circ.$$

Подставив значение  $1/A = 427$ , легко получить:

$$L = 427[q - 99,6(\tau_1 - 0,311) \cdot 372,1] = 427(q_1 - 372,1 \tau_1 + 16,1).$$

В нашем случае килограмм воды при  $P_1 = 5,75 \text{ атм.}$  может развить наибольшую работу, которая пойдет на разрушение окружающих предметов:

$$L = 427(159,3 - 372,1 \cdot 0,45693 + 16,1) = 427 \cdot 4 = 1708 \text{ кгм.}$$

При 4500 кг воды в котле возможная работа определится равной:

$$1708 \cdot 4500 = 7\,686\,000 \text{ кгм.}$$

Указанное количество теплоты превратилось в механическую работу, которая выразилась в отрыве котла от места и от трубопроводов, в разрушении палубы и в перелете котла.

При весе котла в 4200 кг, весе воды в котле 4500 кг и усилии для разрыва трубопроводов и разрушения палубы, принимаемом ориентировочно равным 50 000 кг, жесткость, с которой котел снялся с седел, определится из равенства между живой силой поднявшегося котла и механической работой пара:

$$\frac{Pv^2}{2g} = 7\,686\,000 \text{ кгм,}$$

или

$$\frac{(4200 + 4500 + 50000) \cdot v^2}{2 \cdot 9,81} = 7\,686\,000,$$

откуда

$$v = \sqrt{\frac{7\,686\,000 \cdot 2 \cdot 9,81}{58700}} \approx 50 \text{ м/сек.}$$

В заключении по расследованию причин взрыва котла, данном членом-корреспондентом Академии наук Союза ССР проф. В. В. Звонковым, указана высота полета котла 10—15 м и дальность полета 30 м; при этом дальность полета котла определена согласно прилагаемому плану (см. рис. 457). Исследуя указанные в заключении высоту и дальность полета, не трудно выявить несоответствие между их величинами — дальность полета дана заниженная, что произошло вследствие ошибки, допущенной на чертеже: суда даны на чертеже без обносов, что при определении дальности полета котла и вызвало ошибку в сторону уменьшения дальности полета.

Дальность полета можно определить, исходя из угла наклона касательной к траектории полета. Угол, под которым котел поднялся с места, можно определить, исходя из характера разрушения: расстояние первой уцелевшей переборки от вылетевшего из машинного отделения котла было равно 7,3 м при разнице высоты переборки и высоты седла в 1,86 м, а потому тангенс угла наклона касательной к кривой полета определится равным:

$$\text{tg } \alpha = \frac{1,86}{7,3} = 0,254,$$

откуда

$$\alpha = 14^\circ 16'.$$

Тогда дальность полета определится из выражения:

$$W = \frac{v_0^2}{g} \cdot \sin 2\alpha;$$

$$W = \frac{50^2 \text{ м}^2/\text{сек}^2}{9,81 \text{ м}/\text{сек}^2} \cdot 0,477 = 122 \text{ м.}$$

Наивысшая же точка пути определится из формулы:

$$v_{max} = \frac{v_0^2}{2g} \cdot \sin^2 \alpha = \frac{50^2 \cdot 0,246^2}{2 \cdot 9,81} = 7,7 \text{ м}^2.$$

Об ошибочности определения дальности полета по чертежу говорит и разница углов бокового направления полета котла. Исходя из характера разрушения палубы парохода, угол отклонения полета котла от продольной оси судна можно определить равным:

$$\text{tg } \beta = \frac{1,5}{7,3} = 0,205,$$

откуда

$$\beta = 11^\circ 25'.$$

По чертежу же, из которого определял дальность полета член-корреспондент Академии наук Союза ССР В. В. Звонков, угол между осью судна и продольной осью упавшего котла равен приблизительно  $30^\circ$ .

Ошибочно нанесена и проекция траектории полета котла на горизонталь: криволинейной она быть не могла. Здесь скорее имела место непараллельность продольных осей баржи и парохода «Лев Толстой».

## Глава XVI

### ТЕМПЕРАТУРНЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ — ОСНОВНАЯ ПРИЧИНА ВЫХОДА КОТЛОВ ИЗ СТРОЯ

#### 1. Определение температурных напряжений в материале жаровых труб

Для определения величины температурных напряжений в пустотелых цилиндрических телах при наличии стационарного теплового потока применяются формулы проф. С. П. Тимошенко, Шау и Дебофра.

Ниже приведена в переработанном виде теория температурных напряжений, изложенная сжато в курсе Тимошенко, и на основании этой теории определены величины температурных напряжений, возникающих в материале стенок топок и дымогарных трубок. Принято, что распределение температуры симметрично оси цилиндра и постоянно по длине оси.

Вырежем из цилиндра двумя сечениями  $ps$  и  $gt$ , перпендикулярными к оси цилиндра, элемент кольца, равный по длине единице (рис. 473 и 473а). При деформации поперечные сечения этого кольца будут оставаться плоскими при условии, что они расположены на достаточном удалении от концов цилиндра.

Для определения напряженного состояния в какой-либо зоне рассматриваемого кольца выделен бесконечно малый элемент  $mnlk$  с двумя концентрическими поверхностями радиусов  $r$  и  $r + dr$  и двумя меридиональными сечениями, составляющими угол  $d\varphi$ .

Пусть.

$z$  — ось цилиндра;

$w$  — перемещения в направлении этой оси;

$r$  — радиус любой точки толщи цилиндра;

$a$  — радиус внутренней поверхности цилиндра;

$b$  — радиус внешней поверхности цилиндра.

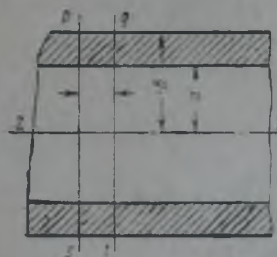


Рис. 473.

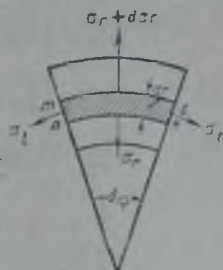
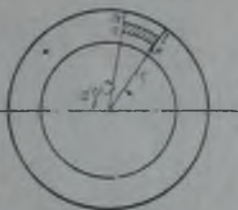


Рис. 473.

Относительные удлинения по трем взятым направлениям будут:

$$\left. \begin{aligned} \varepsilon_z &= \frac{dw}{dz} (\text{const}) \\ \varepsilon_r &= \frac{du}{dr}; \\ \varepsilon_t &= \frac{u}{r}; \end{aligned} \right\} \quad (a)$$

где  $u$  — величина радиального перемещения.

Относительные удлинения могут быть выражены через соответствующие напряжения и температурное расширение:

$$\left. \begin{aligned} \varepsilon_z &= \frac{\sigma_z}{E} - \frac{\mu}{E} (\sigma_r + \sigma_t) + \alpha t \\ \varepsilon_r &= \frac{\sigma_r}{E} - \frac{\mu}{E} (\sigma_z + \sigma_t) + \alpha t \\ \varepsilon_t &= \frac{\sigma_t}{E} - \frac{\mu}{E} (\sigma_z + \sigma_r) + \alpha t \end{aligned} \right\} \quad (b)$$

Относительное увеличение объема  $\Delta$  будет равно:

$$\Delta = \varepsilon_z + \varepsilon_r + \varepsilon_t = \frac{1-2\mu}{E} (\sigma_z + \sigma_r + \sigma_t) + 3\alpha t \quad (c)$$

Решая совместно уравнения (b) и (c), получим:

$$\sigma_z = \varepsilon_z E + \mu (\sigma_z + \sigma_t) - \alpha t E \quad [\text{из уравнения (b)}];$$

$$\sigma_r + \sigma_t = \frac{\Delta - \alpha t E}{1-2\mu} - \sigma_z - \frac{3\alpha t E}{1-2\mu} \quad [\text{из уравнения (c)}];$$

$$\sigma_z = \frac{E}{1+\mu} \left( \varepsilon_z + \frac{\Delta \mu}{1-2\mu} \right) - \frac{\alpha t E}{1-2\mu}.$$

По аналогии:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_r &= \frac{E}{1+\mu} \left( \varepsilon_r + \frac{\mu}{1-2\mu} \Delta \right) - \frac{\alpha t E}{1-2\mu} \\ \sigma_t &= \frac{E}{1+\mu} \left( \varepsilon_t + \frac{\mu}{1-2\mu} \Delta \right) - \frac{\alpha t E}{1-2\mu} \end{aligned} \right\} \quad (d)$$

Уравнение равновесия вырезанного элемента имеет вид:

$$\frac{d\sigma_r}{dr} + \frac{\sigma_r - \sigma_t}{r} = 0. \quad (e)$$

Из уравнений (d) и (a) имеем:

$$\begin{aligned} \frac{d\sigma_r}{dr} &= \frac{E}{1+\mu} \left[ \frac{d^2u}{dr^2} + \frac{\mu}{1-2\mu} \left( \frac{d^2u}{dr^2} + \frac{du}{dr} \frac{r-u}{r^2} \right) \right] - \frac{\alpha}{1-2\mu} \frac{dt}{dr} E = \\ &= \frac{E}{1+\mu} \left[ \frac{d^2u}{dr^2} + \frac{\mu}{1-2\mu} \left( \frac{d^2u}{dr^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{du}{dr} - \frac{u}{r^2} \right) \right] - \frac{\alpha}{1-2\mu} \frac{dt}{dr} E. \end{aligned}$$

Внося в уравнение (e) вместо  $\frac{d\sigma_r}{dr}$  и  $\frac{\sigma_r - \sigma_t}{r}$  их значения, получим:

$$\begin{aligned} &\frac{E}{1+\mu} \left[ \frac{d^2u}{dr^2} + \frac{\mu}{1-2\mu} \left( \frac{d^2u}{dr^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{du}{dr} - \frac{u}{r^2} \right) \right] - \frac{\alpha}{1-2\mu} \frac{dt}{dr} E + \\ &+ \frac{E}{r(1+\mu)} \left[ \frac{du}{dr} + \frac{\mu}{1-2\mu} \Delta \right] - \frac{\alpha t E}{r(1-2\mu)} - \frac{E}{r(1+\mu)} \left[ \frac{u}{r} + \frac{\mu}{1-2\mu} \Delta \right] + \\ &+ \frac{\alpha t E}{r(1-2\mu)} = 0, \end{aligned}$$

или

$$\frac{d^2u}{dr^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{du}{dr} - \frac{u}{r^2} = \alpha \frac{dt}{dr} \cdot \frac{1+\mu}{1-\mu}.$$

Из этого уравнения можно определить перемещение  $u$  при любом частном случае распределения температур по радиусу.

Последнее уравнение может быть написано в следующем виде:

$$\frac{d}{dr} \left( \frac{du}{dr} + \frac{u}{r} \right) = \frac{1+\mu}{1-\mu} \alpha \frac{dt}{dr},$$

или

$$\frac{d}{dr} \left[ \frac{1}{r} \cdot \frac{u}{dr} (ur) \right] = \frac{1+\mu}{1-\mu} \alpha \frac{dt}{dr}.$$

Первое интегрирование этого уравнения по  $r$  дает:

$$\frac{1}{r} \cdot \frac{d}{dr} (ur) = \frac{1+\mu}{1-\mu} \alpha t + 2C_1,$$

или

$$\frac{d}{dr} (ur) = \frac{1+\mu}{1-\mu} \alpha tr + 2C_1 r.$$

Второе интегрирование дает:

$$u = \frac{1}{r} \int \frac{1+\mu}{1-\mu} \alpha tr dr + C_1 r + C_2 \cdot \frac{1}{r}. \quad (g)$$

$C_1$  и  $C_2$  определяются из условия, что на поверхности цилиндра справедливы следующие равенства:

$$\left. \begin{aligned} (\sigma_r)_{r=a} &= 0; \\ (\sigma_r)_{r=b} &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (i)$$

Подставив в уравнения (d) вместо  $\epsilon_r$  и  $\epsilon_t$  их выражения через  $u$  в соответствии с уравнением (a), а также уравнением (g), после преобразований получим:

$$\sigma_r = \frac{E}{1+\mu} \left\{ -\frac{1}{r^2} \cdot \frac{1+\mu}{1-\mu} \int xtr dr + \frac{C_1}{1-2\mu} - \frac{C_2}{r^2} + \frac{\mu}{1-2\mu} \frac{d\omega}{dz} \right\}. \quad (k)$$



Учитывая уравнение (i), получим:

$$(\sigma_r)_{r=a} = \frac{E}{1-\mu} \left[ \frac{C_1}{1-2\mu} - \frac{C_2}{a^2} + \frac{\mu}{1-2\mu} \frac{dw}{dz} \right] = 0.$$

$$(\sigma_r)_{r=b} = \frac{E}{1-\mu} \left[ -\frac{1}{b^2} \cdot \frac{1+\mu}{1-\mu} \int_a^b \alpha tr dr + \frac{C_1}{1-2\mu} - \frac{C_2}{b^2} + \frac{\mu}{1-2\mu} \cdot \frac{dw}{dz} \right].$$

Вычитание из второго равенства первого дает значение  $C_2$ :

$$C_2 = \frac{(1+\mu) \cdot a^2}{(1-\mu)(b^2-a^2)} \int_a^b \alpha tr dr.$$

Внеся в уравнение (k) найденное значение  $C_2$ , легко получить выражение для определения постоянной интегрирования  $C_1$ :

$$(\sigma_r)_{r=a} = \frac{C_1}{1-2\mu} - \frac{1+\mu}{1-\mu} \cdot \frac{1}{b^2-a^2} \int_a^b \alpha tr dr + \frac{\mu}{1-2\mu} \frac{dw}{dz};$$

откуда  $C_1$  равно:

$$C_1 = \frac{(1+\mu)(1-2\mu)}{(1-\mu)(b^2-a^2)} \int_a^b \alpha tr dr - \mu \frac{dw}{dz}.$$

При найденных значениях  $C_1$  и  $C_2$  выражение для радиальных напряжений после упрощения будет иметь вид:

$$\sigma_r = \frac{E}{1-\mu} \left[ -\frac{1}{r^2} \alpha \int_a^r tr dr + \frac{r^2-a^2}{r^2(b^2-a^2)} \alpha \int_a^b tr dr \right].$$

Величина напряжений по касательной к цилиндру определится из следующего равенства:

$$\begin{aligned} \sigma_t = \sigma_r + \frac{d\sigma_r}{dr} r &= \frac{E}{1-\mu} \left[ -\frac{1}{r^2} \alpha \int_a^r tr dr + \frac{r^2-a^2}{r^2(b^2-a^2)} \alpha \int_a^b tr dr \right] + \\ &+ \frac{E}{1-\mu} \left[ \frac{2r}{r^3} \int_a^r \alpha tr dr - \frac{r}{r^2} \alpha tr + \frac{2r^2(b^2-a^2)a^2}{r^3(b^2-a^2)^2} \int_a^b \alpha tr dr \right], \end{aligned}$$

или, после упрощения:

$$\sigma_t = \frac{E}{1-\mu} \left\{ \frac{1}{r^2} \int_a^r \alpha tr dr + \frac{r^2+a^2}{r^2(b^2-a^2)} \int_a^b \alpha tr dr - \alpha t \right\}.$$

Принимая распределение температуры по толщине стенки по логарифмической кривой, определяемой уравнением:

$$t = \frac{t'}{\ln \frac{b}{a}} \cdot \ln \frac{b}{r},$$

можно получить выражение для  $\sigma_t$  в следующем виде:

$$\begin{aligned} \sigma_t &= \frac{E \alpha t'}{(1-\mu) \cdot \ln \frac{b}{a}} \left\{ \frac{1}{r^2} \int_a^r r \cdot \ln \frac{b}{r} dr + \frac{r^2+a^2}{r^2(b^2-a^2)} \int_a^b r \cdot \ln \frac{b}{r} dr - \ln \frac{b}{r} \right\} = \\ &= \frac{E \alpha t'}{(1-\mu) \cdot \ln \frac{b}{a}} \left[ \left( \frac{1}{r^2} - \frac{r^2}{2} \left( \ln \frac{b}{r} + \frac{1}{2} \right) \right) \Big|_a^r \right] + \frac{1}{b^2-a^2} \cdot \frac{r^2}{2} \left( \ln \frac{b}{r} + \frac{1}{2} \right) \Big|_a^b + \\ &+ \frac{a^2}{r^2(b^2-a^2)} \cdot \frac{r^2}{2} \left( \ln \frac{b}{r} + \frac{1}{2} \right) \Big|_a^b - \ln \frac{b}{r}. \end{aligned}$$

или, после преобразования:

$$\sigma_r = \frac{E \alpha t'}{2(1-\mu) \cdot \ln \frac{b}{a}} \left( 1 - \ln \frac{b}{r} - \frac{a^2}{b^2 - a^2} \left( 1 + \frac{b^2}{r^2} \right) \cdot \ln \frac{b}{a} \right).$$

При значении  $r = a$

$$(\sigma_r)_{r=a} = \frac{E \alpha t'}{2(1-\mu) \cdot \ln \frac{b}{a}} \left( 1 - \frac{2b^2}{b^2 - a^2} \cdot \ln \frac{b}{a} \right).$$

При  $r = b$  будем иметь:

$$(\sigma_r)_{r=b} = \frac{E \alpha t'}{2(1-\mu) \cdot \ln \frac{b}{a}} \left( 1 - \frac{2a^2}{b^2 - a^2} \cdot \ln \frac{b}{a} \right).$$

По оси цилиндра величину напряжений можем определить путем подстановки в уравнение

$$\sigma_z = \frac{E}{1+\mu} \left[ \varepsilon_z + \frac{\mu}{1-2\mu} (\varepsilon_r + \varepsilon_\theta + \varepsilon_t) \right] - \frac{\alpha t E}{1-2\mu}$$

вместо  $\varepsilon_r$  и  $\varepsilon_t$  их значений через  $u$ . Тогда после преобразований выражение для напряжений по оси цилиндра будет иметь вид:

$$\sigma_z = \frac{E \alpha t'}{2(1-\mu) \cdot \ln \frac{b}{a}} \left( 1 - 2 \ln \frac{b}{r} - \frac{2a^2}{b^2 - a^2} \cdot \ln \frac{b}{a} \right).$$

Следует также написать уравнение для определения  $\sigma_r$  при логарифмическом законе перепада температур по толщине стенки:

$$\sigma_r = \frac{E \alpha t'}{2(1-\mu) \cdot \ln \frac{b}{a}} \left[ - \ln \frac{b}{r} - \frac{a^2}{b^2 - a^2} \left( 1 - \frac{b^2}{r^2} \right) \cdot \ln \frac{b}{a} \right].$$

Ниже приведен подсчет по этим формулам, выведенным при условии наличия стационарного потока тепла, величины температурных напряжений в материале жаровых труб и дымогарных трубок пролетных котлов парохода «Комсомолец».

Задаваясь величиной  $\frac{Q}{H}$  (200 000 кал/час/м<sup>2</sup> для топки и 18 000 кал/час/м<sup>2</sup> для дымогарных трубок), исчисляя перепад температуры по формулам теплопередачи и принимая, что распределение температур по толщине стенки при установившемся потоке теплоты выражается функцией:

$$t = \frac{t' \cdot \ln \frac{b}{r}}{\ln \frac{b}{a}},$$

можно найти температурные напряжения в радиальном, тангенциальном и осевом направлениях.

Эти напряжения подсчитаны для жаровых труб и дымогарных трубок котла парохода «Комсомолец» (таблица 64). Как видно из таблицы 64, величина температурных напряжений в стенках топки весьма значительна. Особенно большой величины температурные напряжения достигают в швах, где вследствие удвоенной толщины стенок перепад температур будет значительно больше (при шве из материала одинаковой толщины он удвоится).

Подтверждением наличия высоких напряжений в швах служит то, что большое количество трещин наблюдается в соединении топки с огневой камерой.

## Температурные напряжения в материале жаровых труб и дымогарных трубок котла парохода „Комсомолец“

	Размеры в мм			Толщина накипи в мм	Температура стенок к огню в °С	Перепад температур в °С	Модуль упругости в кг/см <sup>2</sup>	Коэффициент линейного расширения	Напряжения в тангенциальных направлениях в кг/см <sup>2</sup> при			Напряжения при $a=400$ мм в кг/см <sup>2</sup> по направлениям	
	$a$	$b$	$h$						$r=a$	$r=1,0$ мм	$r=b$	осевому	радиальному
Жаровые трубы	393	407	14	нет	280	97	1 900 000	0,000111	-1532,0	55,4	1488,0	91,3	-29,8
Дымогарные трубки	34 925	78,1	3,175	нет	187,7	4,7	2 010 000	0,000111	-78,3	-5,0*	70,0	-4,8*	-1,1*

При  $a=3,65$  мм.

Напряжения из-за перепада температур по толще топки должны суммироваться с напряжениями, возникающими в материале топок котлов вследствие разности температур топки и бочки (см. исследование температурных деформаций в котлах), а также с напряжениями от давления пара в котле, определяемыми по обычным формулам для расчета тонкостенных сосудов, причем величина напряжений от давления пара по сравнению с температурными напряжениями незначительна.

Отсюда вывод: не давление пара является причиной образования трещин в котле, как это трактовалось до сих пор: трещины в котле образуются исключительно за счет температурных напряжений, возникающих вследствие перепада температуры по толще стенки, а главное, вследствие разности температур топки и бочки.

## 2. Определение напряжений в материале жаровых труб и бочек котла, возникающих вследствие разности температур огневых частей и бочки котла

Как известно, при сжигании нефти в топке жаротрубного комбинированного котла с избытком воздуха, определяемым коэффициентом 1,2, согласно графику, приводимому проф. Надежиным в его труде «Тепловой расчет котельных установок», температура горения равна  $1820^{\circ}$  и температура топки —  $1200^{\circ}$ .

Температура отходящих газов из котла комбинированного типа колеблется при нормальной работе котла в пределах от  $350$  до  $400^{\circ}$ . Таким образом, пароходный котел пролетного типа работает в диапазоне температур от  $1200$  до  $350^{\circ}$ .

Горячие газы, омывая стенки жаровых труб, огневой камеры и дымогарных трубок, нагревают их, последние же отдают полученную теплоту воде или пару. Теплоотдача воде стенок, омываемых пламенем и горячими газами, зависит от многих факторов, как-то: от толщины стенок топки, наличия на стенках котла со стороны воды накипи и слоя масла, а со стороны огня — золы и сажи и т. д.; при этом теплоотдача бывает иногда настолько затруднена, что вызывает значительный перегрев металла.

Проф. Надежин в «Тепловом расчете котельных установок» дает указания на приблизительную температуру жаровых труб котлов комбинированного типа. Так, температура стенок жаровой трубы толщиной

в 12 мм при отсутствии внешних и внутренних загрязнений и при давлении пара в котле в 15 кг/см<sup>2</sup> определена в 285°, т. е. на 88° выше температуры воды и пара (температура воды и пара при давлении 15 атм. равна 197°) и приблизительно на 900° ниже температуры топки, которую проф. Надежин принимает равной 1200°.

При загрязнении стенок топки слоем накипи толщиной в 2 мм температура стенки жаровой трубы при прочих равных условиях достигает 446°, т. е. поднимается по сравнению с температурой воды на 249°.

Пусть днища и стенки бочки имеют температуру, равную температуре воды и пара в котле (на самом деле она будет несколько ниже). В этом случае разница между температурами жаровых труб, с одной стороны, и стенками бочки и днищами котла, с другой, составит 250°, что вызовет в стенках жаровой трубы температурные напряжения сжатия, а в стенках бочки котла — температурные напряжения растяжения.

Возьмем котел парохода «Комсомолец» с давлением пара  $q = 11$  кг/см<sup>2</sup>.

Температура стенок жаровой трубы может быть определена по формуле:

$$\Theta^{\circ} = t_{\text{воды}}^{\circ} + \frac{Q}{H} \left( \frac{1}{\alpha_4} + \frac{\delta_2}{\alpha_2} + \frac{\delta_3}{\alpha_3} \right),$$

где:

$\Theta^{\circ}$  — температура стенки жаровой трубы;

$\frac{Q}{H}$  — число калорий, проходящих в час через 1 м<sup>2</sup> топки; для жаровых труб комбинированных котлов принимаем

$$\frac{Q}{H} = 200\,000 \text{ кал/час};$$

$\alpha_4$  — коэффициент перехода тепла от накипи к воде, равный 5000;

$\delta_2$  — толщина стенок жаровой трубы, равная 0,0143 м;

$\alpha_2$  — коэффициент теплопередачи стенки, равный 50;

$\delta_3$  — толщина накипи;

$\alpha_3$  — коэффициент теплопередачи накипи, равный 2;

$t^{\circ}$  — температура воды при давлении пара в 11 атм., равная 183°.

При отсутствии накипи температура стенок жаровой трубы будет равна:

$$\Theta^{\circ} = 183^{\circ} + 200\,000 \left( \frac{1}{5000} + \frac{0,0143}{50} \right) = 280^{\circ}.$$

В топочных швах толщина жаровой трубы равна двойной толщине листа. В нашем случае:

$$\delta_2 = 2 \cdot 0,0143 = 0,0286 \text{ м},$$

отчего температура в шве при прочих равных условиях будет равна:

$$\Theta_3 = 183 + 200\,000 \left( \frac{1}{5000} + \frac{0,0286}{50} \right) = 183 + 154,4 = 337,4^{\circ}.$$

Таким образом, температура в шве топки выше температуры стенки топки на:  $337,4 - 280 = 57,4^{\circ}$ .

При обычном слое накипи в 2 мм температура стенок топки котла будет равна:

$$\Theta_0 = 183 + 200\,000 \left( \frac{1}{5000} + \frac{1}{50} \cdot 0,0143 + \frac{0,002}{2} \right) = 480^{\circ}.$$

При слое накипи в 6 мм (что зафиксировано в котловой книге котла парохода «Память тов. Азина» 6 сентября 1926 г.), температура

стенки жаровой трубы будет равна:

$$\sigma_0 = 183 + \left( \frac{1}{3300} + \frac{0,0143}{50} + \frac{0,006}{2} \right) \cdot 200\,000 = 880^\circ.$$

Такая температура при длительном действии обусловит перегрев металла.

Определим величину температурных напряжений, возникающих от разницы температур стенок топков и стенок бочек.

Для чистых стенок величина температурных напряжений в материале топки будет равна:

$$\sigma = E \varepsilon (t - t^0),$$

где:

$E$  — модуль упругости материала в  $\text{кг/мм}^2$ ;

$\varepsilon$  — коэффициент линейного расширения железа, равный 0,0000111;

$$\sigma = 20\,000 \cdot 0,0000111 \cdot 97,2 = 20,6 \text{ кг/мм}^2.$$

В швах, где температура выше на  $57,4^\circ$ , будут добавочные температурные напряжения, величина которых равна:

$$\sigma' = 20\,000 \cdot 0,0000111 \cdot 57,4 = 12,15 \text{ кг/мм}^2.$$

При обычном слое накипи в котлах в 2 мм величина температурных напряжений будет:

$$\sigma'' = E \varepsilon (t - t^0),$$

$$\sigma'' = 15\,600 \cdot 0,0000111 \cdot 297 = 51,5 \text{ кг/мм}^2.$$

Величина модуля упругости взята с учетом температуры (см. Hütte, часть I, стр. 537, изд. XI, 1926 г.).

В действительности величина температурных напряжений будет несколько ниже ввиду того, что днища, в которые вделаны топки, под влиянием температурных условий прогибаются, а бочка удлиняется, чем снижается величина температурных напряжений. Точное решение задачи по определению величины температурных напряжений, возникающих в топках, с учетом всех факторов, в технике пока отсутствует.

Влияние температурных напряжений больше всего сказывается во время растопки котла, когда бочка и днище котла еще не нагрелись, а температура топков поднялась (см. предыдущую главу). Это подтверждается образованием больших трещин в двух котлах парохода «Комсомолец», появившихся в одном и том же месте. В котловой книге парохода «Комсомолец» от 1 сентября 1923 г. значится: «Произведено полное освидетельствование котла ввиду появления на пару (при поднятии пара) при глухом ударе трещины по низу корпуса котла, идущей из-под поперечного шва на 2'' по цельному листу. Относя появление трещины к изменению структуры материала за 26 лет работы, предлагаю произвести испытание материала корпуса котла и результаты представить мне. Кроме того, предлагается восстановить износившиеся опоры под котлом».

По этой же трещине в акте от 29 декабря 1923 г. значится: «После выемки дымогарных трубок и тщательной очистки стенок корпуса котла обнаружена по второму ряду заклепок поперечного шва корпуса трещина длиной 27'' (686 мм), вышедшая из-под шва наружу и обнаруженная в видимой ее части 1 сентября. Произведено, согласно требованию освидетельствования от 1 сентября, испытание материала корпуса, причем результаты получились следующие: разрывающее усилие —  $37,5 \text{ кг/мм}^2$ , удлинение —  $30,4\%$ . Результаты испытания корпуса признаются удовлетворительными, и работа котла вновь разрешается после производства гидравлического испытания и ремонта».

По поводу трещины длиной в 835 мм котла № 1460 парохода «Комсомолец» в донесении Нижегородского отделения Регистра от 19 апреля 1930 г. за № 109 значится: «Специальное освидетельствование произведено по заявлению затону управления вследствие появления во время поднятия пара 6 апреля 1930 г. в 16 часов трещины на нижней части котла. При осмотре оказалась трещина на поперечном шве, во втором ряду заклепок, длиной 836 мм, идущая между 11 заклепками. Вследствие большой дефектности котла, изношенности и возраста (33 года) котел не допускается к употреблению».

Если бы инспектор Регистра предложил испытать материал, то он получил бы временное сопротивление равным 36—37 кг/мм<sup>2</sup> и удлинение не ниже 25%, т. е. убедился бы, что материал котла вполне удовлетворяет техническим условиям: как будто бы он и не работал.

При сопоставлении произведенных разными лицами и в разное время (первая в 1923 году, вторая в 1930 году) записей внутренних освидетельствований по поводу образования трещин видно разительное их сходство:

- 1) трещина образовалась во время поднятия пара;
- 2) трещина образовалась по низу корпуса котла;
- 3) трещина образовалась по второму ряду заклепок;
- 4) размеры трещин по всем записям почти одинаковы.

Ниже приведен поверочный расчет котла с учетом действия температурных напряжений. Для расчета взят корнвэлийский котел, причем площадь поперечного сечения бочки принята в полтора раза больше площади поперечного сечения топki. Принято, что топка вделана в бочку концентрично и покрыта слоем накипи в 1 мм.

При этих условиях, согласно сказанному выше, следует принять разность температур между топкой и бочкой в 200°.

Усилия в топке и бочке будут равны:

$$P_6 = P_m.$$

Величина напряжений в материале топki и бочки определится из следующего равенства:

$$\begin{aligned} \sigma_6 \cdot F_6 &= \sigma_m \cdot F_m; \\ \sigma_6 \cdot 1,5 F_m &= \sigma_m \cdot F_m, \end{aligned}$$

откуда

$$\sigma_m = 1,5 \sigma_6.$$

Относительные удлинения бочки и топki должны быть:

$$\sigma_6 = \varepsilon(t - t^0) - \frac{\sigma_m}{E},$$

где:

$\varepsilon(t - t^0)$  — величина относительного удлинения топki от нагревания;

$\frac{\sigma_m}{E}$  — величина относительного сжатия.

$$\sigma_6 = E\varepsilon(t - t^0) - \sigma_m.$$

Заменяя  $\sigma_m$  через  $1,5 \sigma_6$ , легко получить:

$$\begin{aligned} \sigma_6 + 1,5 \sigma_6 &= E\varepsilon(t - t^0). \\ 2,5 \sigma_6 &= 2 \cdot 10^9 \cdot 0,0000111 \cdot 200; \\ 2,5 \sigma_6 &= 4400. \end{aligned}$$

$$\sigma_6 = \frac{4400}{2,5} = 1775 \text{ кг/см}^2;$$

$$\sigma_m = 1,5 \sigma_6 = 1,5 \cdot 1775 = 2680 \text{ кг/см}^2.$$

Из полученных цифр видно, что температурные напряжения достигают больших величин, лежащих за пределами текучести материала.

Положим, что в нашем котле величина температурных напряжений в жаровых трубах достигла  $3000 \text{ кг/см}^2$ . Для пролетного котла парохода «Комсомолец» при толщине жаровых труб  $h = 14,3 \text{ мм}$  и среднем диаметре жаровых труб:

$$d_{cp} = \frac{d_{внешн} + d_{внутр}}{2} = \frac{814 + 787}{2} \approx 800 \text{ мм},$$

суммарное усилие от действия температурных напряжений в жаровых трубах будет равно:

$$P = 3Fp = 3\pi d_{cp} \delta \sigma \\ P = 3 \cdot 3,14 \cdot 800 \cdot 14,3 \cdot 30 = 3\,250\,000 \text{ кг}.$$

Усилие это условно можно считать приложенным в центре тяжести трех труб. Координата центра тяжести трех жаровых труб по оси у относительно центра днища определяется из уравнения статики:

$$y = \frac{\sum P_i y_i}{\sum P_i} = \frac{2P_{y_1} + P_{y_2}}{3P} = 285 \text{ мм} = 28,5 \text{ см}.$$

Изгибающий момент при переносе результирующего усилия в центр тяжести бочки котла равен:

$$M_{из} = 3\,250\,000 \cdot 28,5 = 92\,500\,000 \text{ кгсм}.$$

Из условия равновесия свободного тела следует, что на правом конце бочки (у днища с дымогарными трубками) должен действовать равновеликий изгибающий момент. Тогда стенки бочки котла будут находиться под влиянием сложной деформации растяжения и изгиба. Напряжение в них отыщется по формуле:

$$\sigma' = \frac{P}{F} + \frac{M_{из}}{W_x} + \frac{3250000}{1760} + \frac{92500000 \cdot 127}{15300000} = 2610 \text{ кг/см}^2,$$

где  $W_x = \frac{I_x}{h}$  — наименьший момент сопротивления всей системы, причем  $I_x$  для сечения плоскостью продольной оси котла по трубам равно  $15\,700\,000 \text{ см}^4$ , для сечения по жаровым трубам —  $16\,000\,000 \text{ см}^4$ , для сечения по огневой камере —  $15\,300\,000 \text{ см}^4$ .

К этим напряжениям следует прибавить напряжения от действия пара и от собственного веса котла.

Напряжения от действия пара исчисляются по известной расчетной формуле для определения напряжения в поперечных сечениях котла:

$$\sigma'' = \frac{P \cdot r}{2 \cdot \delta} = \frac{11 \cdot 127}{2 \cdot 2,2} = 317 \text{ кг/см}^2.$$

Собственный вес котла определен по формуле, предложенной инж. Х. И. Перегрутовым, проверенной им на фактическом весе пролетных котлов:

$$G = 11Pr_1,$$

где:

$G$  — вес в кг;

$P$  — поверхность нагрева котла по внутреннему обмеру в  $\text{м}^2$ ;

$r_1$  — абсолютное давление в  $\text{кг/см}^2$ .

Для котлов парохода «Комсомолец», с рабочим давлением пара в 11 атм., вес будет равен:

$$G = 11 \cdot 174,05 \cdot 12 = 23\,053 \text{ кг}.$$

Принимая, по данным инж. Перетрутова, вес воды в 65% веса котла, вес сухопарника в 5%, вес арматуры в 3% и вес изоляции в 3%, можно найти полный вес котла (без дымника):

$$G' = 1,76 G = 1,76 \cdot 23\,053 = 40\,600 \text{ кг.}$$

Вес котла на 1 см его длины равен:

$$q = \frac{40600}{534,7} = 76 \text{ кг/см.}$$

Изгибающий момент от собственного веса котла равен:

$$M''_{из} = \frac{qL^2}{8} = \frac{76 \cdot 534,7^2}{8} = 2\,700\,000 \text{ кгсм.}$$

Величина напряжений в бочке от действия собственного веса котла равна:

$$\sigma''' = \frac{M''_{из}}{W_{из}} = \frac{2700000 \cdot 127}{15300000} = 22 \text{ кг/см}^2.$$

Суммарное значение напряжения от действия эксцентричного растяжения, от действия пара и изгиба от собственного веса будет равно:

$$\sigma = \sigma' + \sigma'' + \sigma''' = 2610 + 320 + 22 = 2952 \text{ кг/см}^2.$$

Это напряжение и вызвало образование трещин в обоих котлах.

Кроме того, в материале бочки котла имеют место напряжения вследствие разности температур воды по вертикали (низа и верха), достигающие больших величин.

## Глава XVII

### СУДОВЫЕ КОТЛЫ С САЛЬНИКОВЫМИ ТОПКАМИ БЕЗ СВЯЗЕЙ В ОГНЕВОЙ КАМЕРЕ

#### 1. Первый котел с сальниковой топкой без топочных связей

Для освобождения материала бочек и топок котлов от температурных напряжений в жаротрубных котлах, являющихся следствием разности температур топок и бочек, автором предложена конструкция котла с сальниковым креплением жаровой трубы: жаровая труба, удлиняясь больше бочки, может свободно выходить через сальник, устроенный в переднем днище. Для предохранения сальника от действия на него высокой температуры, развиваемой в топке, поставлена манжета, где циркулирует вода, охлаждающая сальник. ●

На рис. 474 дан чертеж котла с сальниковым креплением жаровой трубы, установленного на пароходе «Красный транспортник». На рис. 475 показан фасад этого котла.

В целях обеспечения более полной свободы деформации огневых частей в запроектированных котлах нового типа удалось избежать постановки топочных связей в огневой камере и оставить все огневые части наплаву.

При испытании построенного опытного котла с сальниковой топкой (рис. 474) полностью подтвердились расчетные величины выхода топки из бочки: при давлении в 9 кг/см<sup>2</sup> выход топки из бочки составил от 2 до 22 мм. Ниже приведен аналитический расчет величины выхода топки из бочки.



Превышение температуры топки над температурой бочки определяется уравнением:

$$\Delta t = \frac{Q}{H} \left( \frac{1}{\alpha_4} + \frac{\delta_2}{\alpha_2} \right),$$

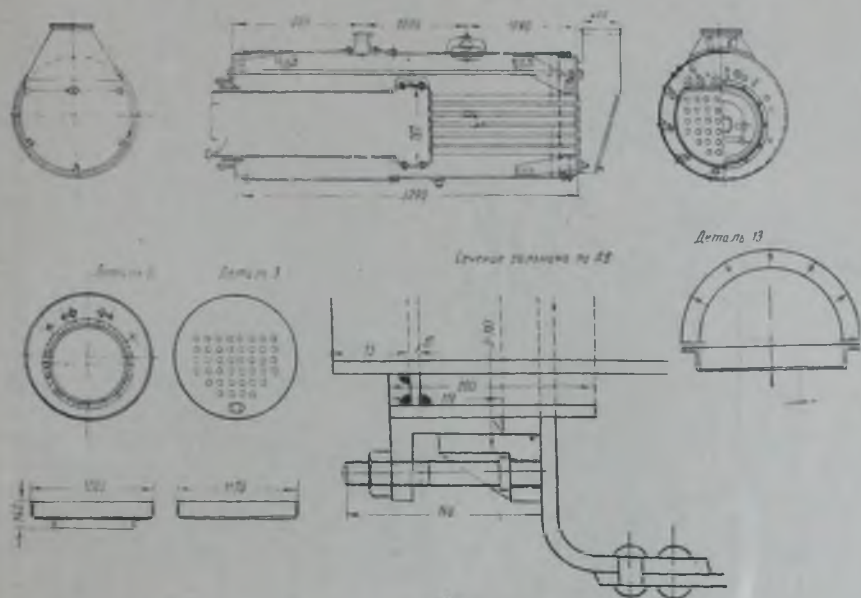


Рис. 474. Чертеж установленного на пароходе „Красный транспортник“ котла с сальниковой топкой без топочных связей в огневой камере.

где:

$\frac{Q}{H}$  — число калорий, проходящих в час через  $1 \text{ м}^2$  топки; для жаровой трубы комбинированных котлов эта величина может быть принята равной 200 000 кал/час;

$\alpha_4$  — коэффициент перехода тепла от топки к воде, принятый равным 5000;

$\delta_2$  — толщина стенки жаровой трубы в мм;

$\alpha_2$  — коэффициент теплопередачи стенки, равный 50.

Тогда:

$$\Delta t = 200\,000 \left( \frac{1}{5000} + \frac{0,0115}{50} \right) =$$

$$= 200\,000 (0,0002 + 0,00023) = 200\,000 \cdot 0,00043 = 86^\circ.$$

При длине топки  $l = 1520$  мм удлинение ее будет равно:

$$\lambda_1 = \alpha L (t' - t'') = 0,000111 \cdot 1520 \cdot 86 = 1,451 \text{ мм}.$$

Перепад температур по толщине огневой камеры при толщине ее в 18 мм и той же величине  $\frac{Q}{H}$  будет равен:



Рис. 475. Фасад установленного на пароходе „Красный транспортник“ котла с сальниковой топкой.



$$\Delta t = 200\,000 \left( \frac{1}{5000} + \frac{0,018}{50} \right) = 200\,000 (0,0002 + 0,00036) = \\ = 200\,000 \cdot 0,00056 = 112^\circ.$$

Удлинение огневой камеры топки будет равно (при  $L_1 = 310$  мм):

$$\lambda_2 = \alpha L_1 (t' - t) = 0,0000111 \cdot 310 \cdot 112 = 0,385 \text{ мм.}$$

Перепад температур по толще дымогарных трубок при толщине их в 7 мм и величине  $\frac{Q}{H} = 18\,000$  кал., проходящих в час через  $1 \text{ м}^2$ , будет равен:

$$\Delta t_1 = \frac{Q}{H} \left( \frac{1}{\alpha_4} + \frac{\lambda_2}{\alpha_2} \right) = 18\,000 \left( \frac{1}{5000} + \frac{0,007}{50} \right) = 6,12^\circ.$$

Удлинение дымогарных трубок при длине  $L_2 = 1430$  мм будет равно:

$$\lambda_3 = \alpha L_2 (t - t') = 0,0000111 \cdot 1430 \cdot 6,12^\circ = 0,097 \text{ мм.}$$

Полное удлинение топки огневой камеры и бочки котла равно:

$$\lambda_{\text{пол.}} = 1,451 + 0,385 + 0,097 = 1,933 \text{ мм.}$$

Удлинение котла, согласно экспериментальным данным, получилось равным 2,2 мм.

Итак, удлинение огневых частей котла, подсчитанное по теоретическим формулам, совпало с удлинением котла при опыте.

Этот котел был установлен в 1936 году на буксирном пароходе «Красный транспортник» и в течение восьми навигаций ни разу не дал пропаривания или течи в сальнике, равно как ни разу не наблюдалось течи швов и дымогарных трубок.

## 2. Второй проект котла с сальниковой топкой для парохода „Арктика“

В 1936 году автором был разработан проект смены огневых частей котла парохода «Арктика», с устройством сальника в переднем днище (рис. 476). Нижне-Волжское пароходство несколько изменило перво-

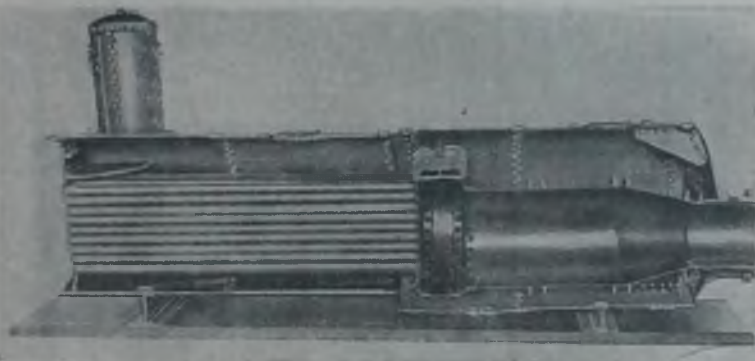


Рис. 477. Модель котла парохода „Арктика“ при переоборудовании его на котел с сальниковой топкой.

начальный проект: была принята гладкая жаровая труба с наваренными кольцами для жесткости; центр сальника смещен с центра днища (рис. 477).

Регистр Союза ССР отказался рассмотреть представленный проект. Тогда по предложению Наркомвода в Центральном управлении Речного

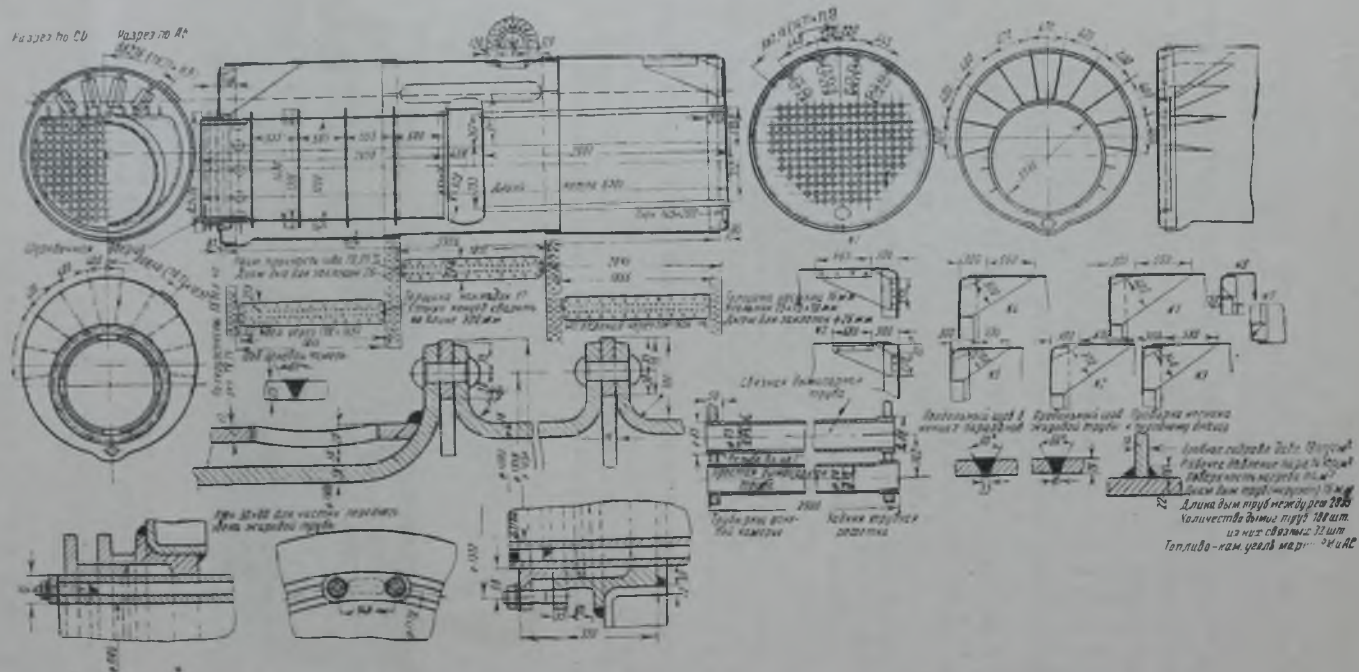


Рис. 478. Проект котла с сальниковой топкой без топочных связей для работы на каменном угле и дровах.

Регистра Союза ССР было созвано техническое совещание, на котором после больших прений было постановлено утвердить проект переоборудования котла парохода «Арктика». Кроме того, автору было предложено запроектировать новый судовой котел на каменноугольном топливе, с большим диаметром сальника, с большей поверхностью нагрева и с более высоким давлением пара.

На этом же совещании было дано разрешение на работу котла парохода «Красный транспортник», который был изготовлен явочным порядком и установлен на судно с согласия лишь Средне-Волжского отделения Регистра, без санкции Центрального управления Регистра.

### 3. Третий проект большого котла с сальниковой топкой на каменном и дровяном отоплении

Через три месяца после упомянутого совещания Регистру был представлен на утверждение проект пролетного котла с сальниковой топкой поверхностью нагрева в  $114 \text{ м}^2$  и с давлением пара в  $14 \text{ кг/см}^2$ . Котел был запроектирован для каменноугольного топлива, поэтому диаметр топки был взят большой. Диаметр сальника был принят равным 1200 мм.

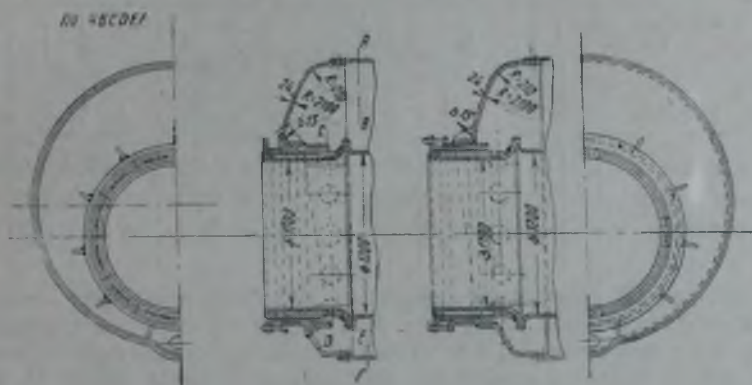


Рис. 479. Типы сальниковых устройств.

На рис. 478 дан чертеж котла.

К проекту этого котла было дано также несколько вариантов сальниковых устройств (см. чертежи сальников на рис. 479).

### 4. Постройка и исследование деформаций котла парохода „Шеханов“

В 1937 году б. Главречпромом было принято решение построить опытный пролетный котел с сальниковой топкой. Не имея возможности построить новый котел, Главречпром предложил использовать для этой цели оставшиеся заготовки на два пролетных котла поверхностью нагрева в  $80 \text{ м}^2$  каждый с давлением пара на 12 атм. из сделанных заводом «Ленинская кузница» в Киеве четырнадцати пролетных котлов, предназначенных для работы на каменном угле, а потому имевших большие диаметры топок.

Построенные двенадцать котлов этой серии дали при эксплуатации большую течь поперечных швов, почему Главречпром вынес решение о прекращении дальнейшей постройки пролетных котлов и отказался достраивать два котла, для которых уже была сделаны заготовки. Эти заготовки были нами закуплены у завода «Ленинская кузница» и был

составлен проект постройки котла с сальниковой топкой, утвержденный Регистром Союза ССР (чертеж котла — см. на рис. 480).

При утверждении проекта Регистр потребовал ввести устройство роликов для поддержки огневой камеры, против чего пришлось сильно возражать. По расчету прогиб огневой камеры от веса огневых частей котла равен 0,15 мм; при расширении нагретой топки, опирающейся на катки, перемещение огневой камеры вверх будет равно приблизительно 2 мм, т. е. прогиб при наличии катков будет в четырнадцать раз больше прогиба от собственного веса огневых частей. После детального обсуждения решено было устроить фиктивные опоры под огневой камерой с зазором между огневой камерой и роликами в 3 мм.

Изготовление котлов из купленных у завода «Ленинская кузница» заготовок было передано заводу им. Карла Маркса, в г. Горьком, который в течение двух лет собрал один из них.

Этот котел перед установкой на судно был исследован в отношении деформаций днищ и бочки котла.

Таблица 65

Деформации пролетного котла с сальниковой топкой парохода «Плеханов» при гидравлическом испытании 13 октября 1939 г. в затоне им. Карла Маркса (первое испытание)

Давление в котле в кг/см <sup>2</sup>	Места становки тензометров*																	
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
Заднее днище . . . . .	0	10	17	28	40	55	70	85	100	112	128	140	155	165	185	240	290	312
Переднее днище . . . . .	0	2	5	8	14	20	28	36	44	48	56	60	66	71	84	92	98	101
Огневая камера . . . . .	0	5,5	9	12	18	24	29	35	40	46	52	58	64	66	72	78	84	86

В таблице 65 приведены данные по деформациям этого котла при первом гидравлическом испытании. Как видно из таблицы, заднее днище котла до давления воды в 12 кг/см<sup>2</sup> давало прогиб приблизительно по 0,1 мм на каждую атмосферу; при давлении воды выше 14 кг/см<sup>2</sup> величина деформации днища котла быстро возрастала, и при 17 кг/см<sup>2</sup> прогиб днища был равен 3,12 мм.

Значительный прогиб оказался и у бока передней стенки огневой камеры (см. таблицу 65).

При повторном гидравлическом испытании пропорциональность между нагрузкой и деформацией днища сохранилась вплоть до давления воды в 16 кг/см<sup>2</sup> (см. таблицу 66).

Таблица 66

Деформации пролетного котла с сальниковой топкой парохода «Плеханов» при гидравлическом испытании 14 октября 1939 г. в затоне им. Карла Маркса (второе испытание)

Давление в котле в кг/см <sup>2</sup>	Места установки тензометров																	
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
Заднее днище . . . . .	0	13	24	37	50	63	76	88	101	108	128	139	153	165	175	190	205	263
Переднее днище . . . . .	0	0	5	10	16	25	33	45	55	60	68	73	80	86	95	100	110	115
Огневая камера . . . . .	0	1	5	10	16	21	28	33	39	45	50	55	60	66	71	76	80	87

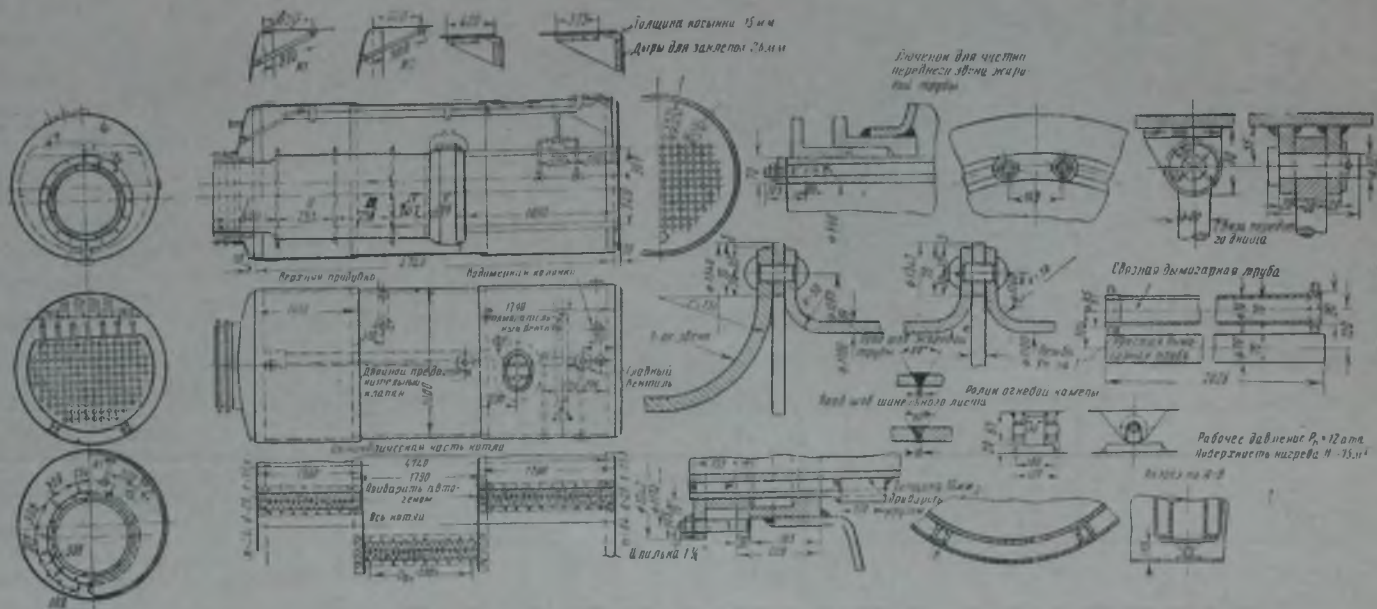


Рис. 480. Чертеж котла с сальниковой топкой без топочных связей, установленного на пароходе „Плеханов“ в 1939 году.





в пролетных котлах для предотвращения деформаций днищ необходимо ставить косынки, связывающие днища с бочкой котла (см. рис. 482, где указано размещение косынок на заднем днище), причем в самое ближайшее время, при первой смене дымогарных трубок, необходимо косынки установить и в котле парохода «Плеханов».

Выяснилось также, что следует укреплять и стенки огневой камеры (переднюю стенку) соответствующими балочками (рис. 483).

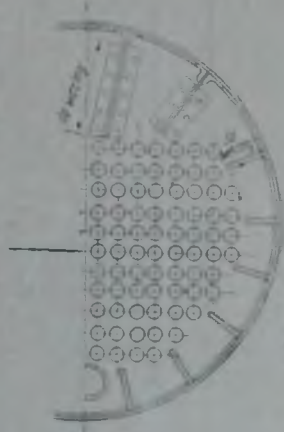
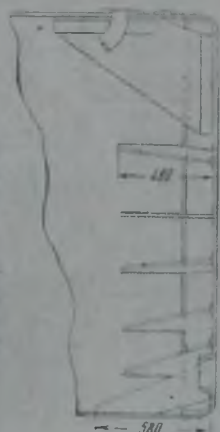
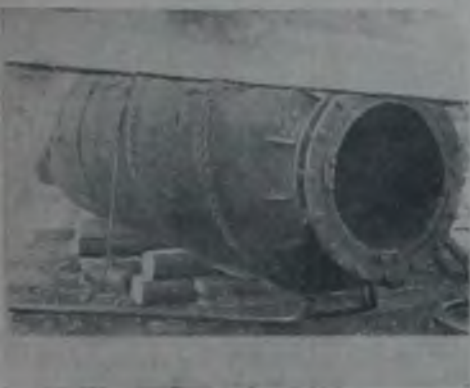


Рис. 481. Общий вид котла с сальниковой топкой парохода «Плеханов».

Рис. 482. Крепление кницами доньшка котла с сальниковой топкой, установленного на пароходе «Ветлужанин».

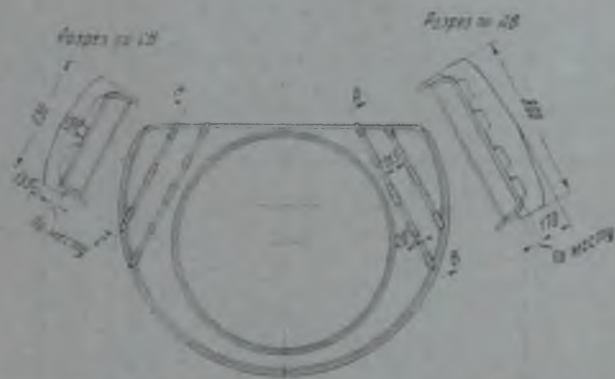


Рис. 483. Крепление ребрами огневой камеры котла с сальниковой топкой, установленного на пароходе «Ветлужанин».

При этом было также выяснено, что необходимо устранить все связанные дымогарные трубки, так как они лишь препятствуют равномерной затяжке простых труб в местах их вальцовки; в котлах с сальниковым креплением жаровой трубы, в отличие от котлов с жестким креплением, дымогарные трубки не сжаты, а растянуты, поэтому для устранения течи необходимо поставить их все в одинаковые условия, т. е. дать им свободно заклинить в местах вальцовки.

Исследование деформаций пролетного котла с сальниковой топкой парохода „Ветлужанин“ при гидравлическом испытании 15 августа 1940 г.

Места установки тензометров	Давление в котле по манометру в кг/см <sup>2</sup>																					
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21
Переднее днище . . . . .	0	0,5	1	1,5	2	3	6	9	13	16	19	22	25	28	31	34	41	48	55	62	69	76
Заднее днище . . . . .	0	0,5	1	1,5	2	3	4	5,5	7	8,5	10	11,5	13	14,5	16	17,5	22,5	27	29	31	32	34
Огневая камера . . . . .	0	2	4	6	9	12	16	20	25	31	38	45	52	57	63	69	75	79	83	87	91	95
Правый бок бочки . . . . .	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	23	33	40	48	51	54	57	61
Левый бок бочки . . . . .	0	2	4	6	8	10	16	22	28	35	42	46	50	55	59	63	69	76	80	84	88	92

Таблица 69

Исследование деформаций пролетного котла с сальниковой топкой парохода „Ветлужанин“ при подъеме пара 16 августа 1940 г.

Давление в кг/см <sup>2</sup>	0	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Переднее днище	0	2	4	10	14	36	50	68	88	109	120	130	149	178	205	274	307	334	352	370	380	404	417	446	467	480	494
Заднее днище .	0	1,5	2,5	5	13	15	25	26	27	39	41	41	41	42	54	97	145	193	212	225	255	279	332	355	367	380	398
Правый бок . .	0	18	43	58	96	146	188	243	283	313	305	297	328	341	382	393	398	385	370	362	351	342	321	304	281	265	251

## 5. Постройка и исследование деформаций котла парохода „Ветлужанин“ без связных труб

Работа отдельных элементов конструкции котла была проведена при сборке второго котла с сальниковой топкой, для чего днища его были укреплены косынками и тягами. В этом котле была подкреплена также последняя стенка огневой камеры.

При сдаче в августе 1940 года котел был исследован как гидравлическим сдавливанием, так и при подъеме пара до  $15 \text{ кг/см}^2$ , причем деформация заднего днища котла, укрепленного косынками, выразилась всего лишь в  $0,34 \text{ мм}$  при давлении воды до  $21 \text{ кг/см}^2$ , т. е. уменьшилась почти в десять раз по сравнению с днищем, не укрепленным косынками; уменьшились также деформации переднего днища и боков передней стенки огневой камеры.

При полном устранении связных дымогарных трубок (рис. 484) ни одна труба в месте вальцовки не дала течи при давлениях до  $21 \text{ кг/см}^2$ ; не дал течи и сальник. При испытании на пару дымогарные трубки и сальник не пропаривали.

Деформации котла при гидравлическом сдавливании и при растопке приведены в таблицах 68 и 69.

Устройство косынок, подкрепляющих заднее днище котла, сказалось благоприятно на уменьшении деформации днища. Кроме того, отказ от связных труб также благоприятно сказался на заклинивании труб в решетках, поэтому вполне вероятным является предположение, что в таких котлах течи труб не будет, как бы ни были покрыты накипью огневые части и как бы ни изменялась температура топочных пространств. В этих котлах не нужны будут также обычно применяемые для предотвращения течи труб приварка труб к огневой камере, специальная развальцовка желобком за трубной доской и керамические защитные вставки, как это указано на



Рис. 484. Заднее днище котла со связными трубками котла парохода „Ветлужанин“.

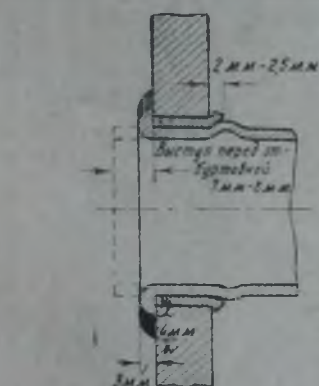


Рис. 485. Приварка дымогарных трубок в котлах обычного типа.

рис. 485 и 486.

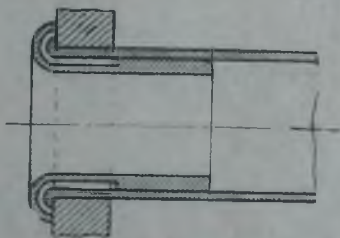


Рис. 486. Колпачки из керамики, употребляемые для предохранения труб от последствий резкого колебания температур топки.

Второй котел после испытания был перевезен в затон «Парижская Коммуна» и в судоремонтный период 1940/41 года был установлен на пароходе «Ветлужанин».



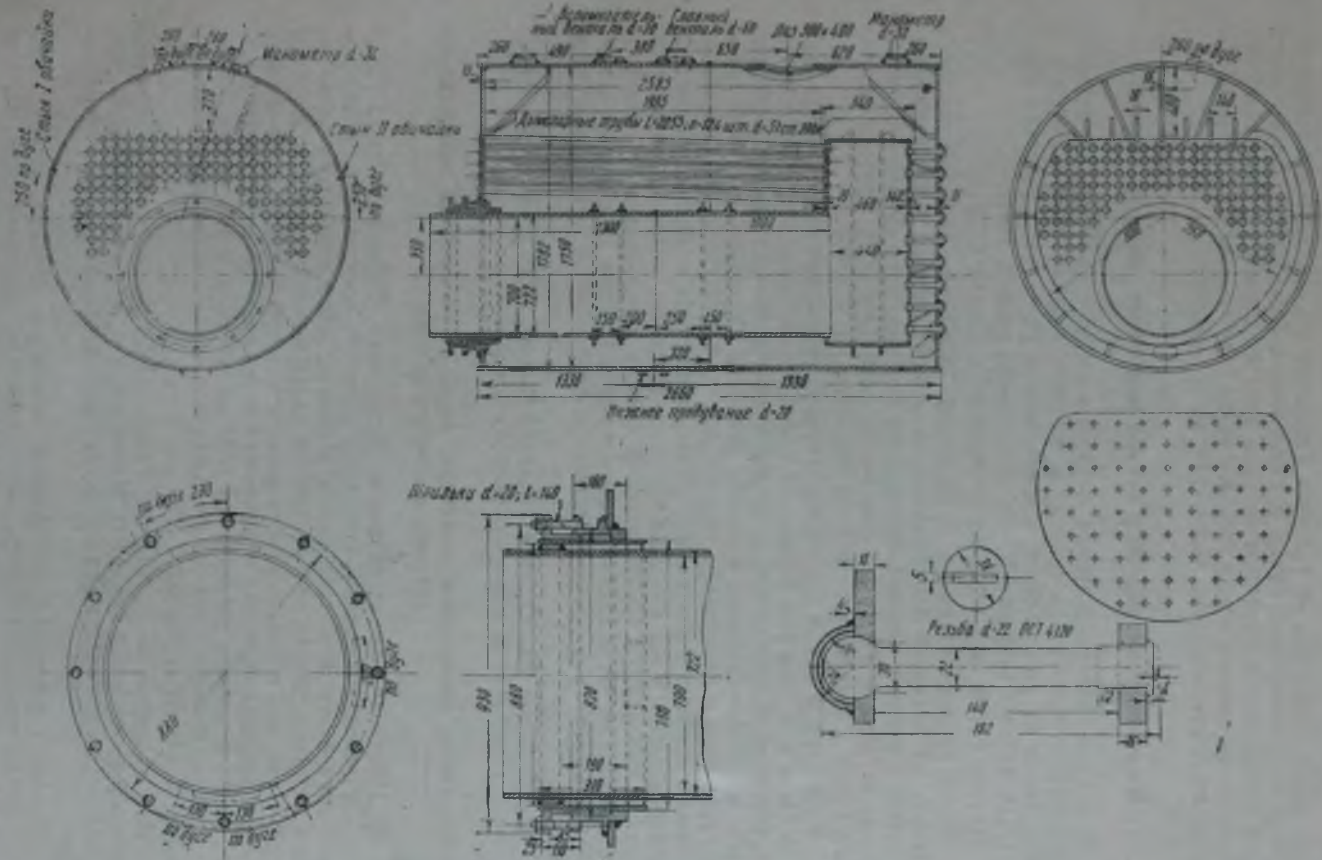


Рис. 488. Проект электросварного оборотного котла с сальниковой топкой.

## **6. Проекты пролетного и оборотного котлов с сальниковой топкой, с плоскими сварными днищами**

В конце 1940 года по заданию Технического отдела Наркомречфлота был запроектирован котел с сальниковой топкой, с плоскими сварными днищами, поверхностью нагрева в  $80 \text{ м}^2$ , давлением пара  $12 \text{ кг/см}^2$ , в противовес проекту котла того же типа, разработанному Центральным научно-исследовательским институтом речного флота.

## **7. Модернизация паровых котлов при смене огневых частей**

В январе 1941 года проект сварного котла с плоскими днищами и сальниковой топкой, без связей в огневой камере, был выполнен и представлен на утверждение в Центральное управление Регистра Союза ССР. Чертеж сварного котла представлен на рис. 487.

Проект котла был утвержден Регистром Союза ССР.

Кроме пролетного котла с плоскими сварными днищами кафедра ГИИВТ, по заданию Верхне-Волжского пароходства, запроектировала оборотный котел с сальниковой топкой для парохода «Гаршин» поверхностью нагрева в  $40 \text{ м}^2$  и с давлением пара  $12 \text{ кг/см}^2$ . Чертеж оборотного котла с сальниковой топкой приведен на рис. 488.

В оборотном котле удлинение жаровой трубы при работе котла должно быть в десять раз больше удлинения дымогарных трубок, поэтому устройством сальника предусматривается свободный выход жаровой трубы из бочки котла на величину разности удлинения жаровой трубы по сравнению с удлинением дымогарных трубок. Разность в удлинениях жаровой трубы и дымогарных трубок, исходя из разности температур, предполагается в 4,5 мм. Для большей свободы тепловых деформаций топки и дымогарных трубок огневая камера освобождена от связей по шинельному листу, а задняя стенка огневой камеры укреплена подвижными связями Тэта, предоставляющими возможность поворота огневой камеры.

Центральным управлением Регистра Союза ССР проект оборотного котла с сальниковой топкой также утвержден.

## **8. Проблема повышения давления пара и увеличения поверхности нагрева в старых котлах**

В 1936 году на техническом совещании Регистра Союза ССР в г. Ленинграде мною на основании изучения деформаций котлов при растопках была высказана мысль о возможности повышения давления пара в старых котлах при устройстве сальникового крепления жаровой трубы, так как исследования показали, что при загрязненных огневых частях накипью величина напряжений в поперечных швах бочки котла достигает в момент растопки до  $2700 \text{ кг/см}^2$  вместо  $400 \text{ кг/см}^2$ , принимаемых по расчету, что подтверждается течью поперечных швов и течью дымогарных трубок.

При сальниковом креплении топки и устранении связей в котле огневые части будут свободно расширяться и не будут вызывать устереженного по сравнению с расчетным напряжения в поперечном шве.

Поэтому, устраивая сальниковое крепление огневых частей, представляется возможным идти на повышение давления пара в существующих котлах, что обусловит повышение напряжений в материале



котлов на очень малую величину в сравнении с напряжениями, возникающими в момент растопки и в процессе работы котла при жестком креплении огневой камеры. Смена же огневых частей требует весьма большого количества котлов, исчисляемого сотнями.

Паровые машины, как известно, могут безболезненно выдерживать 50%-ную перегрузку.

Кроме того, при смене огневых частей как в оборотных, так и в пролетных котлах можно не только увеличить давление пара, но и увеличить поверхность нагрева котла на 20—30%, улучшив при этом теплотехнические характеристики котлов.

Для проверки высказанной идеи на практике предлагаю проект переоборудования оборотного котла парохода «Мартьянов», где для свободного расширения жаровой трубы запроектировано сальниковое устройство, а для улучшения использования лучистой теплоты, взамен выкинутой огневой камеры устроен экран из кипяtilьных труб (см. рис. 490, вклейка).

На рис. 489 (см. вклейку) дан чертеж существующего котла парохода «Мартьянов», а на рис. 490 (см. вклейку) — чертеж, по которому предполагено переоборудование котла.

Поверхность нагрева котла парохода «Мартьянов» по предлагаемому проекту увеличивалась на 18%, при этом дымогарные трубки были заменены для улучшения тяги трубками большего диаметра (диаметр трубок взят в 70 мм взамен 57 мм. Если бы трубки были оставлены прежнего диаметра, то поверхность нагрева увеличилась бы на 35%).

Поверхность нагрева, воспринимающая лучистую теплоту, путем устройства экрана из кипяtilьных труб увеличена по проекту в два раза по сравнению с прежней, что весьма положительно повлияет на увеличение паропроизводительности котла. Конструкции экранов могут быть весьма разнообразны, в частности можно рекомендовать установку коллектора с прямыми кипяtilьными трубами, присоединяемого помощью патрубков к днищу котла или помощью труб к бочке котла.

На улучшение паропроизводительности котла повлияет также эксцентричность установки паровой трубы и постановки кипяtilьных труб, что обеспечит хорошую циркуляцию воды в котле.

Переоборудование котла не представит трудностей, наоборот, здесь будет весьма большой выигрыш в рабочей силе, так как по проекту устранены все штампованные детали в отвороты фланцев.

## Глава XVIII

### ПАРОВОЗНЫЕ КОТЛЫ С САЛЬНИКОВОЙ ТОПКОЙ БЕЗ ТОПОЧНЫХ СВЯЗЕЙ

#### 1. Проект паровозного котла без топочных связей для узкоколейного паровоза

Конструкции паровозного котла и пролетного судового котла имеют много общего, поэтому естественной является мысль построить один-два опытных паровоза с сальниками в переднем и заднем днищах и с устранением всех топочных связей, поскольку последние, воспринимая деформацию топки, воздействуют на бочку и обуславливают образование трещин как в материале топок, так и в материале кожуха топки и цилиндрической части котла.





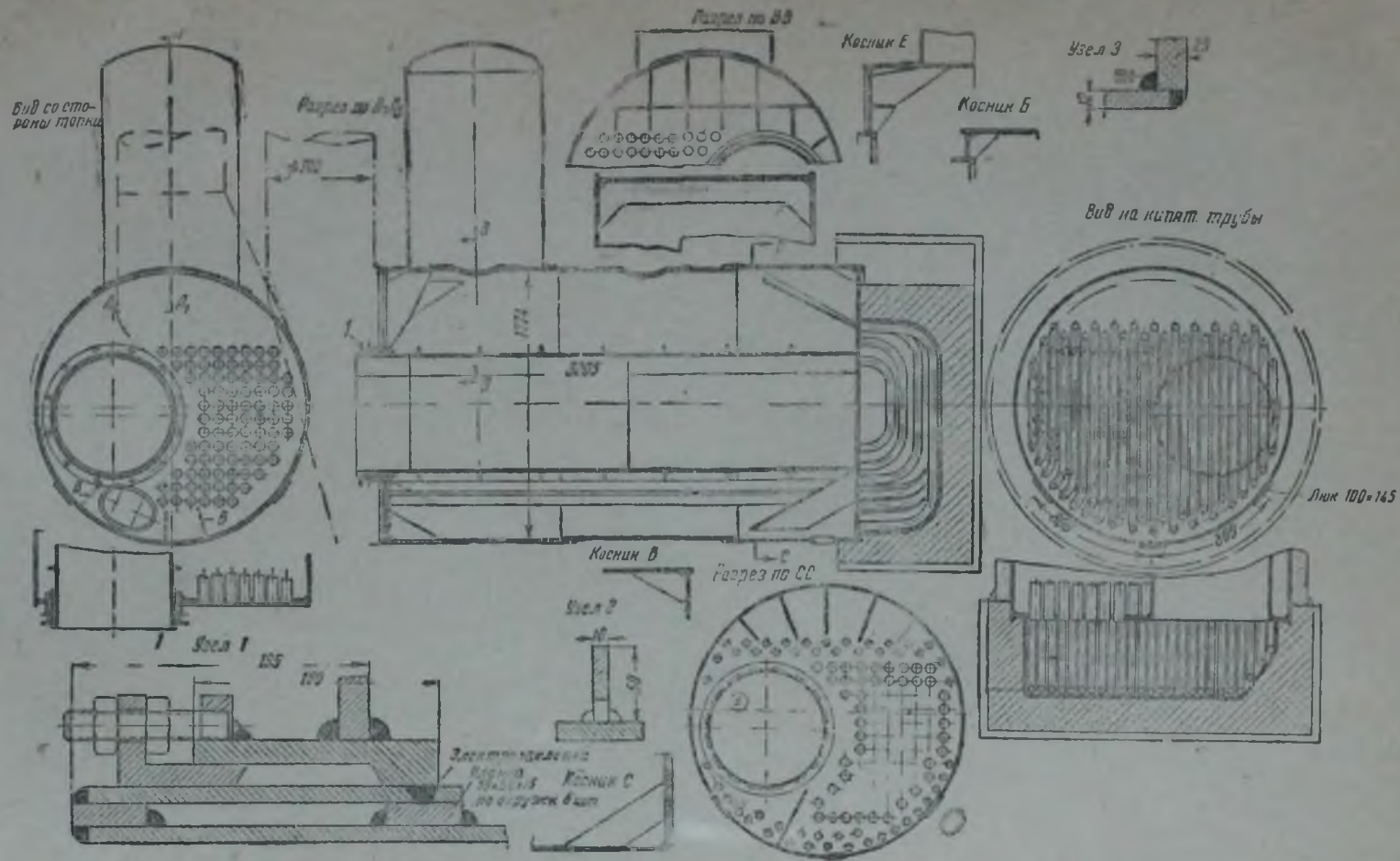


Рис. 490. Проект смены огневых частей в котле п/х Мартьянов.

Летом 1937 года автором впервые был представлен в НКПС карандашный набросок парового котла маневрового паровоза с сальниковой топкой, без топочных связей; этот набросок был положен в основу при разработке приведенного на рис. 491 паровозного котла для узкой колеи. В этом котле топочные связи заменены ребрами; огневые части котла при повышении температуры могут свободно расширяться по продольной оси котла, для чего устроено два сальника: один — в переднем днище, другой — в шуровочном отверстии.

Расчет топки и кожуха топки паровозного котла, освобожденного от топочных связей, произведен по методу, предложенному проф. А. Ю. Шиманским для цилиндрических оболочек, подкрепленных ребрами жесткости, находящихся под действием внутреннего или наружного давления.

Ниже приведен этот расчет, в котором приняты следующие обозначения:

- $r$  — радиус цилиндрической оболочки;
- $t$  — толщина оболочки;
- $l$  — расстояние между ребрами жесткости;
- $F$  — площадь сечения ребра жесткости;

$\pm q$  — равномерно распределенная по поверхности оболочки нагрузка (знак плюс — для наружной нагрузки, знак минус — для внутренней нагрузки);

$\pm T$  — внешняя нагрузка, действующая вдоль оболочки, отнесенная к единице длины ее окружности (знак плюс — для сжимающей нагрузки, знак минус — для растягивающей нагрузки);

$$K = \frac{F}{F + \mu} \text{ — коэффициент жесткости ребер;}$$

$\omega_0$  — стрелка прогиба оболочки, т. е. уменьшение или увеличение радиуса в сечениях, совпадающих с ребрами;

$\omega_{max}$  — стрелка прогиба оболочки в сечениях по середине пролета между ребрами;

$R$  — давление оболочки на ребра, отнесенное к единице длины окружности ребра.

Условные обозначения:  $\delta = \frac{t}{r}$ ;  $\gamma = \frac{r}{l}$ ;  $\rho = \frac{2}{E \cdot \delta} \left( q - \mu \frac{T}{r} \right)$ ;

$$\alpha = \frac{4\pi^4}{3(1+\mu^2)} \delta^2 \gamma^4; \quad \beta = \frac{4\pi^2 T}{Et} \gamma^2; \quad x = \frac{k}{1+2kN}, \quad N \text{ и в последующем } M, P$$

и  $Q$  — коэффициенты, представляющие вычисленные значения рядов Фурье, примененных к исследованию деформаций упругих систем, причем численные значения коэффициентов  $N$ ,  $P$ ,  $M$  и  $Q$  определяются по формулам:

$$N = \sum A_n = \sum_{n=1,2,\dots} \frac{1}{\alpha n^4 - \beta n^2 + 1} = \frac{1}{\alpha \cdot 1^4 - \beta \cdot 1^2 + 1} + \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{\alpha \cdot 2^4 - \beta \cdot 2^2 + 1} + \frac{1}{3 \cdot 2^2};$$

$$M = \sum A_n = \sum_{n=1,3,\dots} \frac{1}{\alpha n^4 - \beta n^2 + 1} = \frac{1}{\alpha \cdot 1^4 - \beta \cdot 1^2 + 1} + \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{\alpha \cdot 3^4 - \beta \cdot 3^2 + 1} + \frac{1}{6 \cdot 3^3};$$

$$P = \sum A_n = \sum_{n=1,2,\dots} \frac{n^2}{\alpha n^4 - \beta n^2 + 1} = \frac{1}{\alpha \cdot 1^4 - \beta \cdot 1^2 + 1} + \frac{2^2}{\alpha \cdot 2^4 - \beta \cdot 2^2 + 1} + \frac{1}{2} \cdot \frac{3^2}{\alpha \cdot 3^4 - \beta \cdot 3^2 + 1} + \frac{1}{\alpha \cdot 3};$$

$$Q = P - 2 \sum \frac{n^2}{\alpha n^4 - \beta n^2 + 1} =$$

$$= P - 2 \left[ \frac{1}{\alpha \cdot 1^4 - \beta \cdot 1^2 + 1} + \frac{3^2}{\alpha \cdot 3^4 - \beta \cdot 3^2 + 1} + \frac{1}{2} \cdot \frac{5^2}{\alpha \cdot 5^4 - \beta \cdot 5^2 + 1} + \frac{1}{2 \cdot 5} \right].$$

В рассматриваемом случае при расчете шинельного листа топки как оболочки, условно разбиваемой на участки с криволинейными очертаниями различных радиусов, при наибольшем размере в очертании потолка огневой камеры будем иметь:  $r = 136,5$  см,  $t = 1$  см,  $l = 9$  см,  $F = 7$  см<sup>2</sup>,  $q = +13$  кг/см<sup>2</sup>,  $T = +417$  кг/см.

При определении  $T$  периметр всего шинельного листа принят равным 300 см.

Площадь огневой решетки за вычетом отверстий жаровых и дымогарных труб равнялась 9630 см<sup>2</sup>, что при давлении пара в 13 кг/см<sup>2</sup> даст значение  $T$ :

$$T = \frac{(9630 \cdot 13)}{300} = 417 \text{ кг/см.}$$

Значения коэффициентов в этом случае будут равны:  $k = 0,437$ ,  $\delta = 0,00733$ ,  $\gamma = 15,2$ ,  $\rho = 0,00165$ ,  $\alpha = 410$ ;  $\beta = 1,9$ ;  $N = 0,00252$ ,  $M = 0,00247$ ,  $P = 0,004$ ,  $Q = -0,002$ .

Уменьшение радиуса в сечениях, совпадающих с ребрами:

$$\frac{1-k}{2-k} \cdot x \rho r = 0,636 \text{ см.}$$

$$\omega_{max} = \omega_0 + 2 \cdot x \rho M r = 0,064 \text{ см.}$$

$$R = \frac{EF}{r} \cdot \omega_0 = 47,7 \text{ кг/см.}$$

Напряжения на опорном контуре в поперечном сечении:

$$\sigma_1 = -\frac{T}{t} \pm \frac{2\pi^2 E}{1-\mu^2} \delta \gamma^2 x \rho P = -417 \pm 290 \text{ кг/см}^2.$$

Напряжения в поперечном сечении на наружной поверхности топки:

$$\sigma_{1n} = -417 + 290 = -127 \text{ кг/см}^2.$$

Напряжения в поперечном сечении на внутренней поверхности оболочки:

$$\sigma_{1s} = -417 - 290 = -707 \text{ кг/см}^2.$$

Напряжения на опорном контуре в продольном сечении:

$$\sigma_2 = -\frac{E\omega_0}{r} + \mu\sigma_1.$$

Подставляя в варианте  $\sigma_2$  вместо  $\sigma_1$  величины  $\sigma_{1n}$  и  $\sigma_{1s}$ , можно получить значения напряжений в продольном сечении по наружной и внутренней поверхностям:

$$\sigma_{2n} = 971,1 \text{ кг/см}^2; \quad \sigma_{2s} = -1145,1 \text{ кг/см}^2.$$

Напряжения в средней части пролета в поперечном сечении:

$$\sigma'_1 = -\frac{T}{t} \pm \frac{2\pi^2 E}{1-\mu^2} \delta \gamma x \rho q = -417 \text{ кг/см}^2.$$

Напряжения в поперечном сечении в наружных волокнах:

$$\sigma'_{1n} = -417 - 145 = -562 \text{ кг/см}^2.$$

Напряжения в волокнах по внутренней поверхности оболочки:

$$\sigma'_{1s} = -417 + 145 = -272 \text{ кг/см}^2.$$

Напряжения в средней части пролета в продольном сечении:

$$\sigma_2 = -\frac{E\omega_{max}}{r} + \mu\sigma'_1 = -940 + \mu\sigma'_1.$$

Напряжения в середине пролета в продольном сечении для наружных волокон:

$$\sigma_{2n} = -1093,6 \text{ кг/см}^2.$$

То же, для внутренних волокон:

$$\sigma_{2s}^* = -1021,6 \text{ кг/см}^2.$$

Расчет кожуха топки (рис. 491) по приведенному методу даст следующие результаты.

Давление оболочки на ребро:

$$R = \frac{EF}{r^2} \omega_0 = 38 \text{ кг/см}.$$

Наибольшая стрелка прогиба:

$$\omega_{max} = \omega_0 + 2\alpha r Mr = -0,0821 \text{ см}.$$

Напряжения на опорном контуре в поперечном сечении:

$$\sigma_1 = 390 \pm 163 \text{ кг/см}^2; \quad \sigma_{1_1} = 227 \text{ кг/см}^2; \quad \sigma_{1_2} = 553 \text{ кг/см}^2.$$

Напряжения на опорном контуре в продольном сечении:

$$\begin{aligned} \sigma_2 &= -\frac{E\omega_0}{r} + \mu\alpha \text{ кг/см}^2; \\ \sigma_{2_1} &= 1143 \text{ кг/см}^2; \\ \sigma_{2_2} &= 1241 \text{ кг/см}^2. \end{aligned}$$

Напряжения в середине пролета в поперечном сечении:

$$\begin{aligned} \sigma_1' &= -\frac{r}{t} \pm \frac{2\pi^2 E}{1-\mu} \delta_1^2 \alpha r Q; \\ \sigma_{1_1}' &= 453 \text{ кг/см}^2; \\ \sigma_{1_2}' &= 327 \text{ кг/см}^2. \end{aligned}$$

Напряжения в середине пролета в продольном сечении:

$$\begin{aligned} \sigma_2' &= -\frac{E\omega_{max}}{r} + \mu\alpha'; \\ \sigma_{2_1}' &= 1248 \text{ кг/см}^2; \quad \sigma_{2_2}' = 1190 \text{ кг/см}^2. \end{aligned}$$

Плоская часть задней трубной решетки укрепляется ребрами толщиной в 15 мм (толщина решетки также 15 мм) и высотой в 74 мм с шагом расположения ребер 90 мм.

Максимальная длина ребра—520 мм.

Для расчета решетки разбивается на элементарные площадки шириной в 90 мм. Эти площадки рассчитываются как балки с заданными концами с равномерно распределенной нагрузкой. Нагрузка, приходящаяся на балку максимальной длины (520 мм) при котельном давлении  $P_k = 13 \text{ кг/см}^2$ , равна:

$$Q = 9,0 \cdot 52,0 \cdot 13,0 = 6084 \text{ кг}.$$

Максимальный изгибающий момент:

$$M_{max} = \frac{6084 \cdot 52}{12} = 26364 \text{ кгсм}.$$

Расстояние до центра тяжести фигуры:

$$l_1 = 27,6 \text{ мм}; \quad l_2 = 61,4 \text{ мм}.$$

Момент инерции сечения балки относительно оси, проходящей через ее центр тяжести:

$$I = 173,13 \text{ см}^4.$$

Расчетный момент сопротивления

$$W_{min} = \frac{I}{l_2} = \frac{173,13}{6,14} = 28,2 \text{ см}^3.$$

Напряжения на изгиб в плоской части задней трубной решетки:

$$\sigma_{из} = \frac{M_{из}}{W_{min}} = 930 \text{ кг/см}^2.$$

На длине плоской части заднего листа огневой коробки поставлено пять ребер жесткости с шагом расположения ребер равным:  $440 : 4 = 110$  мм. Максимальная длина ребер — 300 мм.

Нагрузка от давления пара на площадку шириной в 110 мм и длиной 300 мм равна:

$$11 \cdot 30 \cdot 13 = 4290 \text{ кг.}$$

Этот элемент плоской части стенки рассчитывается как балка с заделанными концами и с равномерно распределенной нагрузкой.

Максимальный изгибающий момент:

$$\frac{Ql}{12} = \frac{4290 \cdot 30}{12} = 10725 \text{ кгсм.}$$

Толщина ребер принята равной 10 мм, высота — 56 мм,  $l_1 = 16,2$  мм,  $l_2 = 49,8$  мм,  $I = 55,78 \text{ см}^4$ ,  $W_{min} = 11,2 \text{ см}^3$ ;  $\sigma_{из} = 920 \text{ кг/см}^2$ .

Напряжения в потолке кожуха топки при  $r = 650$  мм и толщине 13 мм:

$$\sigma = \frac{P_{к} D}{2\delta} = \frac{13 \cdot 130}{2 \cdot 1,3} = 650 \text{ кг/см}^2.$$

Плоские части ухватного листа укреплены ребрами толщиной в 13 мм, равной толщине листа (рис. 491), с шагом расположения ребер, равным 150 мм. Высота ребер принята в 90 мм. Максимальная длина ребер — 500 мм.

Нагрузка, воспринимаемая площадкой:

$$Q = 15 \cdot 500 \cdot 13 \text{ кг.}$$

Максимальный изгибающий момент:

$$M_{из} = \frac{Ql}{12} = 40625 \text{ кгсм.}$$

$$l_1 = 25,8 \text{ мм;}$$

$$l_2 = 7,72 \text{ мм.}$$

Момент инерции всей площади сечения:

$$I = 316,24 \text{ см}^4.$$

Момент сопротивления:

$$W_{min} = \frac{I}{l_2} = 40,96 \text{ см}^3.$$

Напряжения на изгиб:

$$\sigma = 990 \text{ кг/см}^2.$$

Несколько слов о разнице в основных характеристиках предлагаемой конструкции паровозного котла с прототипом — котлом паровоза типа 157 серии Ш.

Благодаря овальной форме стенок топки, наличию зачатка камеры догорания и большого диаметра патрубка сальника объем топки у модернизированного паровоза на  $0,3 \text{ м}^3$  более, чем у старого паровоза.

Отношение объема топки к площади колосниковой решетки у модернизированного паровоза больше, чем у старого на

$$\frac{1,095 - 0,895}{0,895} = 22,4\%$$

что должно благоприятно сказаться на увеличении к. п. д. котла вследствие уменьшения потерь от химической неполноты горения. Увеличение этого отношения позволит работать с большим напряжением колосниковой решетки и развивать необходимую мощность паровоза на трудных участках пути.

При овальной форме стенок топки с устройством сальника в шуровочном отверстии и при наличии небольшой камеры догорания значительно увеличилась наиболее активная часть поверхности нагрева (поверхность нагрева топки). Так, огневая поверхность нагрева увеличилась на  $6,213 - 4,605 = 1,608 \text{ м}^2$ , или на  $34,8\%$ .

Особенно увеличилась поверхность нагрева, омываемая водой, чему кроме перечисленных выше факторов способствуют ребра жесткости. Общая поверхность нагрева, омываемая водой, с учетом поверхности нагрева ребер увеличилась на  $8,298 \text{ м}^2$ , или на  $177\%$ , а без учета поверхности нагрева ребер — на  $36\%$ .

Увеличение огневой поверхности нагрева также положительно отзовется на повышении к. п. д. паровоза.

В таблице 70 даны основные характеристики модернизированного котла, а также котла типа 157 серии Ш.

Таблица 70

Основные характеристики котла	Паровоз сер. 0-4-0	Паровоз модернизируемый	Разница
Площадь колосниковой решетки в $\text{м}^2$ . . . . .	1,452	1,461	0,69
Объем топки в $\text{м}^3$ . . . . .	1,302	1,600	+23
Отношение объема топки к площади колосниковой решетки . . . . .	0,895	1,095	+22,4
Газовая поверхность нагрева топки в $\text{м}^2$ . . . . .	4,605	6,213	+34,9
Отношение газовой поверхности нагрева топки к площади колосниковой решетки . . . . .	3,19	4,25	+33,4
Водяная поверхность нагрева топки с учетом поверхности ребер в $\text{м}^2$ . . . . .	4,677	12,975	+177
То же без поверхности нагрева ребер в $\text{м}^2$ . . . . .	4,677	6,355	+ 36
Отношение водяной поверхности нагрева топки к площади колосниковой решетки . . . . .	3,22	8,85	+175
То же с учетом поверхности ребер . . . . .	3,22	4,35	+ 35
Водяная поверхность нагрева дымогарных трубок в $\text{м}^2$ . . . . .	30,2	30,2	—
То же жаровых труб в $\text{м}^2$ . . . . .	13,3	13,3	—
Полная поверхность нагрева водяная, с учетом поверхности ребер в $\text{м}^2$ . . . . .	48,077	56,475	+17,3
То же без учета поверхности ребер в $\text{м}^2$ . . . . .	48,077	49,855	+ 3,5
Поверхность нагрева перегревателя газов в $\text{м}^2$ . . . . .	13,4	13,4	—
Отношение испаряющей поверхности нагрева котла к объему топки с учетом ребер . . . . .	37,0	35,2	— 4,85
То же без учета поверхности ребер . . . . .	37,0	31,2	—15,7
Отношение испаряющей поверхности нагрева котла с учетом поверхности ребер к площади колосниковой решетки . . . . .	33,05	38,5	+14,15

Проект этого котла был опубликован в № 12 журнала «Социалистический транспорт» за 1939 год.

Целесообразно было проверить предложенную идею путем постройки и испытаний двух котлов: одного с двумя сальниками и второго с сальником лишь в шуровочном отверстии.

В котлах предложенной конструкции не должны образоваться трещины, не должно быть течи дымогарных трубок, не должно быть разрывов топочных связей, срок службы котла должен увеличиться и, наконец, при той же толщине стенок бочки и топки котел должен работать с повышенным давлением пара и более высоким к. п. д. паровоза. Параллельно с появлением статьи в Паровозное управление НКПС были переданы чертежи котла с предложением построить котлы на одном из паровозоремонтных заводов. Кроме того, в июне 1939 года проект был направлен в транспортную секцию Академии наук СССР, которая передала его на рассмотрение начальнику локомотивного отдела Научно-исследовательского института железнодорожного транспорта, давшего 21 ноября 1939 г. следующее, приводимое полностью, заключение:

«Предложено модернизировать паровозный котел следующим образом:

1) поставить два сальника, один для передней трубной решетки котла, другой для горловины шуровочного отверстия огневой коробки;

2) удалить топочные связи всех наименований и вместо них поставить особые ребра жесткости на огневой коробке со стороны воды и на кожухе топки снаружи.

Эти два мероприятия преследуют цель избавить котел от дополнительных напряжений, получающихся в отдельных его элементах при нагревании.

К предлагаемой конструкции паровозного котла автор пришел в результате изучения 1200 котловых книг архива Горьковского отделения Регистра, материалов лабораторных опытов с жаротрубным котлом и результатов эксплуатационных испытаний котла с сальниковым креплением жаровой трубы во фронтном днище. Все указанные материалы относятся исключительно к судовым котлам пролетного типа, принятого на наших речных пароходах. Автор совершенно правильно ставит вопрос о необходимости уменьшения температурных напряжений в паровозных котлах, но предлагаемое им решение является мало убедительным по следующим причинам:

1) паровозный котел по своей конструкции значительно сложнее судового, а потому результаты изучения судовых котлов нельзя целиком перенести на паровозные. Например, котлы паровозов серии ФД страдают от появления трещин во фланцах задней трубчатой решетки, и эту болезнь едва ли можно вылечить путем постановки сальников. В общем предложение в отношении паровозных котлов является умозаключительным, а не вытекающим из практики их работы;

2) дано конструктивное решение применительно к маленьким паровозам, котлы которых, вообще говоря, страдают от появления трещин меньше, нежели котлы поездных паровозов большой и средней мощности. То, что приемлемо для малых котлов, может оказаться непригодным для больших при детальной разработке проекта;

3) не разработан вопрос о конструкции и способе крепления ребер жесткости к огневой коробке и кожуху топки.

Несмотря на отмеченные недочеты, предложение проф. Волского заслуживает внимания, и его необходимо доработать применительно к поездным паровозам наших ширококолейных железных дорог, а именно — серий ФД, Э, СО и СУ, учитывая при этом результаты службы существующих котлов на паровозах этой серии. При разработке таких проектов необходимо выяснить стоимость модернизации существующих котлов и установить, окупится ли она удешевлением последующего ремонта, если таковое будет.

Считаю нужным указать, что в истории паровозостроения отмечается ряд попыток создания особого вида паровозных топков, в которых



устранены связи, например, топка Шуперта, Вандербильта и др. Однако эти попытки успеха не имели из-за дороговизны ремонта подобных топок.

После разработки технического проекта модернизации котла паровоза одной из вышеуказанных серий и экономических подсчетов можно будет решать вопрос об опытном паровозе с таким котлом».

## **2. Проекты паровозного котла с каменноугольным и факельным отоплением применительно к паровозу серии С0**

20 февраля 1940 г. проект паровозного котла нового типа был представлен Народному комиссару путей сообщения СССР с просьбой разрешить построить два опытных котла.

Проект был передан на просмотр в НИИЖТ, который дал следующее заключение:

«1. Конструкция судового котла с сальниковой топкой, на удовлетворительный опыт которого ссылаетесь вы, принципиально отлична от представленного проекта паровоза серии Ш 157. Отличие состоит в том, что топка в паровозном котле вашей системы жестко скреплена с топочной рамой и, следовательно, с ее кожухом. С этой стороны предлагаемая конструкция крепления котла никакой принципиальной разницы от применяемого в настоящее время крепления не имеет, и, таким образом, стенки топки не освобождаются от тепловых деформаций.

2. Замена анкерных болтов и боковых распорных связей специальными ребрами жесткости, привариваемыми к топочным листам, создает в материале топки большие усадочные напряжения в дополнение к тем, которые топка будет испытывать при работе.

3. Температурные расширения топки, укрепленной ребрами жесткости, вследствие пониженной температуры этих ребер по сравнению с температурами стенки топки обуславливают повышенную напряженность материала.

4. Предлагаемая конструкция крайне неудобна для ремонта, так как при необходимости исправления частичных дефектов стенок (вварка латок, смена полустенок) требуется выемка всей топки.

5. В представленной конструкции контроль за состоянием ребер жесткости при работе паровоза невозможен, следовательно, нет гарантии тому, что будет своевременно обнаружена неисправность ребер. В результате этого возможно серьезное повреждение стенок топки, включая взрыв котла.

6. Сальник у шуровочного отверстия не гарантирует герметичность, так как топка будет перемещаться непараллельно оси котла.

Перечисленные недостатки предлагаемой вами конструкции паровозного котла с сальниковой топкой настолько очевидны и серьезны, что НИИЖТ не имеет никаких оснований рекомендовать ваше предложение в том виде, как оно представлено для реализации.

НИИЖТ считает нужным указать, что в истории паровозостроения отмечается ряд попыток создания особого вида паровозных топок, в которых устранены связи, например, топка Шуперта, Вандербильта и др. Однако эти попытки успеха не имели из-за дороговизны ремонта подобных топок. Новую попытку можно было бы сделать лишь в том случае, если бы автор смог разработать вариант, устраняющий все перечисленные выше недостатки конструкции».

В обоих приведенных выше отзывах прежде всего отмечается особая сложность в конструктивном отношении паровозного котла по сравнению с судовым, что, по мнению авторов отзывов, не дает оснований переносить опыт освобождения от температурных напряжений судового котла на паровозный. Далее в отзывах указано, что сальнико-

вая топка в судовом котле новой конструкции нигде не соединена с бочкой котла, тогда как предложенная топка паровозного котла соединена с топочной рамой, а следовательно, огневым частям котла не дано свободы расширения от нагревания.

Вполне справедливо, что предложенное соединение топки с кожухом в топочной раме паровозного котла не дает полного освобождения топки от ее кожуха, но и при соединении топки с кожухом в обвязочном кольце при отсутствии связей топки с кожухом можно почти полностью избежать температурных деформаций, так как топка при нагревании может свободно расширяться вверх, а также по продольной оси. и здесь не будет иметь места обычное в котлах явление искривления связей, показанное на рис. 492. У обвязочного кольца тепловые дефор-

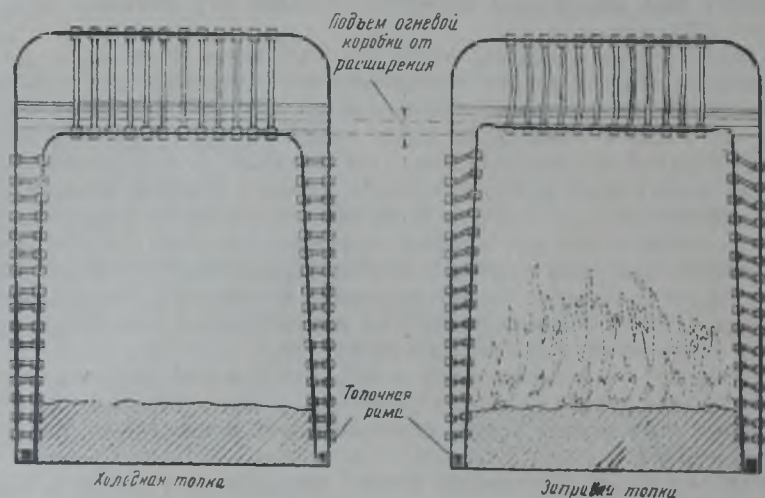


Рис. 492. Искривление связей котла.

мации топки будут отсутствовать, так как температура стенок топки в зоне колосниковой решетки и в зоне нижнего слоя топлива будет мало отличаться от температуры воды. Кроме того, давление пара на лобовой лист топки и на заднюю трубную решетку, а также на боковые стенки топки, будучи направлено в сторону обратную тепловым деформациям, явится также фактором, снижающим величину напряжений материала вследствие наличия обвязочного кольца.



Рис. 493. Деформация кожуха топки от расширения топки при нагревании

Далее в отзывах указано, что при замене анкерных болтов и боковых распорных связей ребрами жесткости, привариваемыми к топочным листам, в материале топки появятся большие усадочные напряжения. Необходимо отметить, что анкерные болты и всевозможные распорные связи создают

в материале топок и бочек еще большие напряжения, ведущие к колоссальным деформациям не только материала топок, но зачастую

даже и материала кожуха топок (рис. 493). При этом, как известно, связи перекашиваются и разрушаются.

Что касается повышенной напряженности материала топки вследствие пониженной температуры ребер по сравнению с материалом топки, то величину напряжений в этом случае можно оценить, исходя из самого невыгодного случая, когда температура ребра в месте приварки мало отличается от температуры воды в котле, что в действительности и имеет место; тогда напряжения из-за перепада температур по толще стенки топки, равного  $40^\circ$ , при толщине стенки топки  $h = 10$  мм определяются следующим выражением:

$$\sigma = \frac{EI_x}{\rho \cdot W_x} = \frac{M}{W_x} = \frac{\alpha \Delta t EI_x'}{\delta \cdot W_x},$$

где:

$\delta$  — радиус кривизны при изгибе вырезанной полоски из пластинки, подверженной перепаду температур по ее толще;

$E$  — модуль упругости материала;

$I_x' = \frac{I_x}{1 - \mu^2}$  (здесь  $I_x$  — момент инерции поперечного сечения полоски, вырезанной из пластинки шириной, равной единице;  $\mu$  — коэффициент Пуассона;

$W_x$  — момент сопротивления полоски, вырезанной из пластинки;

$\alpha$  — коэффициент линейного расширения;

$\Delta t$  — перепад температур по толще пластинки, определяемый по формуле:

$$\Delta t = \frac{Q}{H} \cdot \frac{\delta}{\lambda_2}.$$

Здесь:

$\frac{Q}{H}$  — число калорий, проходящих в час через  $1 \text{ м}^2$  топки, принимаемое по аналогии с топками судовых котлов равным  $200\,000$  кал/час;

$\lambda_2$  — коэффициент теплопроводности стенки топки, равный  $50$ ;

$\delta$  — толщина стенки топки,  $\delta = 1$  см.

Добавочное напряжение в материале топки, вызываемое принудительной связью топки с ребром, будет равно:

$$\sigma = \frac{EI_x \alpha \cdot \Delta t 6}{\delta b h^2} = \frac{200000 \cdot 0.14 \cdot 0.000125 \cdot 40 \cdot 6}{12 (1 - 0.3^2) \cdot 1 \cdot 1^2} = 550 \text{ кг/см}^2.$$

При этом как величину усадочных напряжений, так и величину дополнительных напряжений вследствие неодинаковой температуры ребра и стенки можно снизить, изготавливая ребра не сплошными, а с прозорами, как это показано на рис. 494 и 495 в отношении цельносварных оборотных судовых котлов (данные о работе этих котлов приведены в № 7 журнала «Водный транспорт» за 1940 год). Бояться, что в предлагаемой конструкции невозможно будет провести контроль за состоянием ребер жесткости, не следует, так как ребра жесткости могут быть взяты с любым запасом прочности, и, работая на статическую нагрузку, они явятся самой прочной деталью в котле.

В отношении опасения, что сальник шуровочного отверстия не будет гарантировать герметичности, так как топка будет перемещаться непараллельно оси котла, следует заметить, что при эксплуатации судовых котлов рассматриваемого нового типа перемещение топки в момент



растопки котла происходит не параллельно оси котла, и никаких явлений плохой работы сальников отмечено не было.

Таким образом, приведенные в отзывах НИИЖТ возражения по проекту являются необоснованными.

Что касается замечаний в обоих отзывах НИИЖТ, что в истории паровозостроения уже имелся ряд попыток создания особого вида паровозных топков, в которых устранены связи, например, топки Шуперта, Вандербильта и др., то они, очевидно, основаны на недоразумении.

На рис. 496 представлена топка Шуперта. Здесь каждая секция топки соединена с соответствующей секцией кожуха топки связями в виде листов. Кроме того, здесь сохранены связи для крепления лобовых листов.

В топке Вандербильта также имеются связи в огневой камере, а самая топка, будучи гофрированной, жестко связана с бочкой.

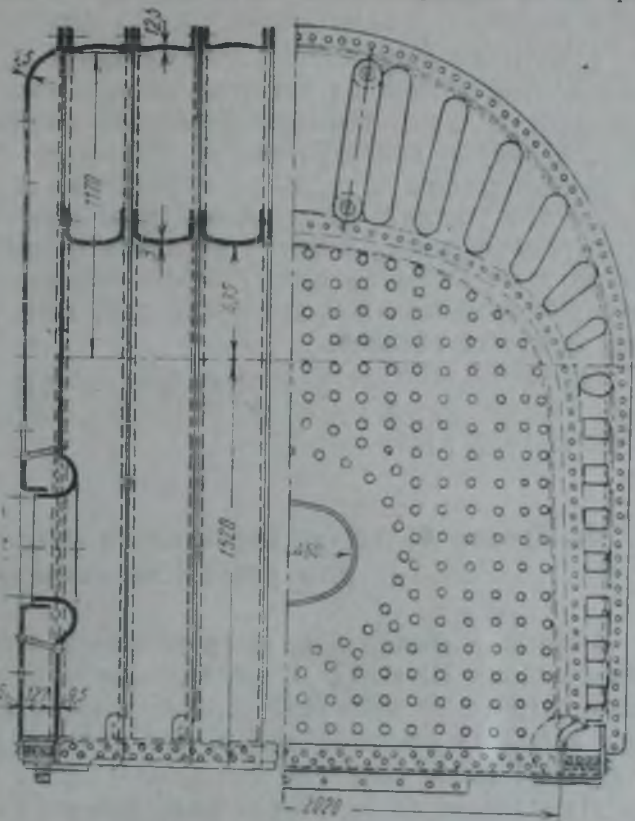


Рис. 496. Топка Шуперта.

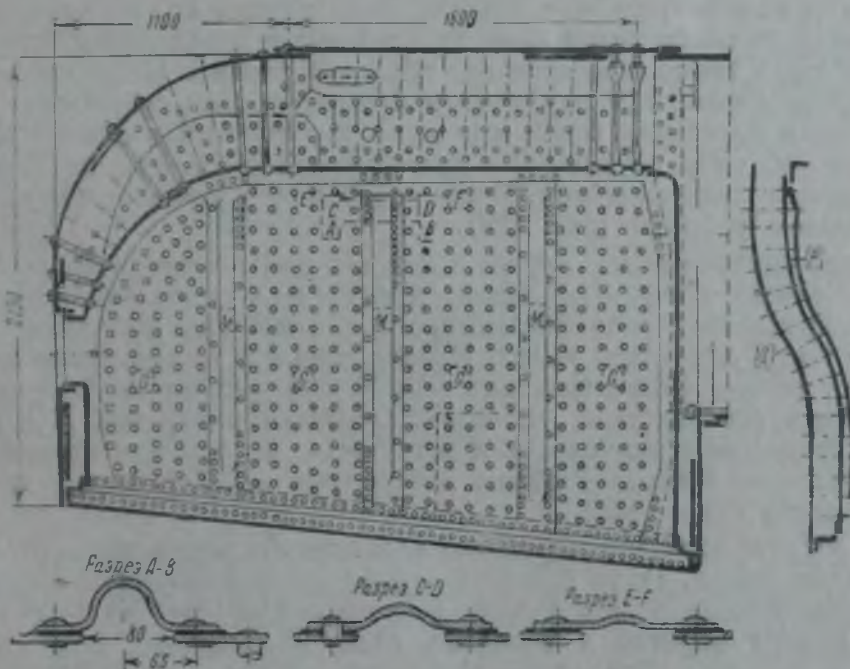


Рис. 497. Топка Логриджа.

Топка системы Вуда имеет сотни связей. Имеет связи и топка Логриджа, представленная на рис. 497.

Кроме отзывов руководящих работников НИИЖТ НКПС имеется отзыв Коломенского ордена Ленина машиностроительного завода им. В. В. Куйбышева, куда проект был направлен на рассмотрение. Ниже приведена резолютивная часть этого отзыва:

«Учитывая отсутствие в предлагаемом котле топочных связей, анкерных болтов и наличие попыток по возможности освободить паровозный котел от вредных температурных деформаций, предложить автору применить новую конструктивную форму к котлу паровоза серии ФД, с производством подробного и полного расчета возникающих напряжений в его стенках. Если автор удовлетворительно применит свою конструктивную форму к котлу паровоза серии ФД, тогда будет целесообразно и необходимо приступить к экспериментальным работам в первом приближении, как это предлагает автор, т. е. к постройке двух малых опытных котлов».

Положительно относится к проекту паровозного котла с сальниковой топкой также проф. Е. Г. Кестнер в своем отзыве, данном еще в июне 1939 года.

### **3. Проект большого паровозного котла с сальниковой топкой для работы на каменном угле**

Учитывая пожелание, высказанное в отзыве начальника локомотивного отдела НИИЖТ о желательности создания проекта более мощного котла с сальниковой топкой, решено было запроектировать котел для паровоза широкой колеи, что и было выполнено с помощью конструктора А. А. Иванова.

Предлагаемые вниманию два варианта модернизации паровозного котла типа СО представлены на рис. 498. На рис. 498 показан общий вид паровозного котла для широкой колеи, предназначенного для работы на каменноугольном топливе. Конструкция его по идее почти не отличается от конструкции приведенного выше котла узкоколейного паровоза: здесь также выкинуты все топочные связи и устроены сальники в переднем днище и в шуровочном отверстии. Для сохранения принятой толщин материала топки и кожуха при отсутствии связей стенкам, а также лобовому и ухватуному листам топки и кожуха придана соответствующая криволинейная форма, причем все криволинейные стенки подкреплены ребрами (рис. 499).

Расчет криволинейной стенки и кожуха топки произведен по методу, предложенному проф. Шиманским для расчета цилиндрических оболочек, подкрепленных ребрами жесткости, который уже был применен при расчете котла для узкой колеи. Правда, топки и кожух топки не представляют вполне цилиндрических оболочек, а составлены из ряда криволинейных поверхностей, описанных разными радиусами и с различным направлением выпуклости и вогнутости, но обычная практика расчета позволяет неполные сферы и неполные цилиндрические оболочки рассчитывать как полные.

На рис. 498 показано устройство сальников в шуровочном отверстии, в переднем днище. Надо заметить, что на основании опытов с судовыми котлами можно допустить зазоры в сальниках от 0,001 до 0,002 их диаметра, причем парения и пропуска воды в сальниках при давлении до 21 кг/см<sup>2</sup> не наблюдалось. Набивкой сальника в судовых котлах явился прорезиненный плетень с резиновым сердечником, чередующийся с асбестито-графитовым плетнем. Все плетни смазывались солидолом.

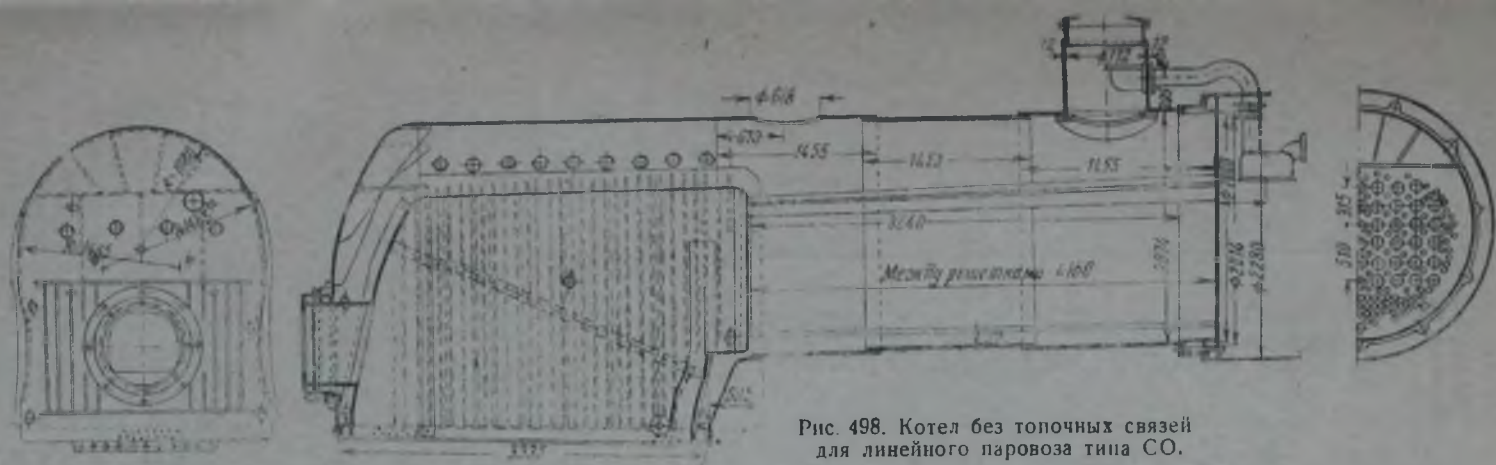


Рис. 498. Котел без топочных связей для линейного паровоза типа СО.

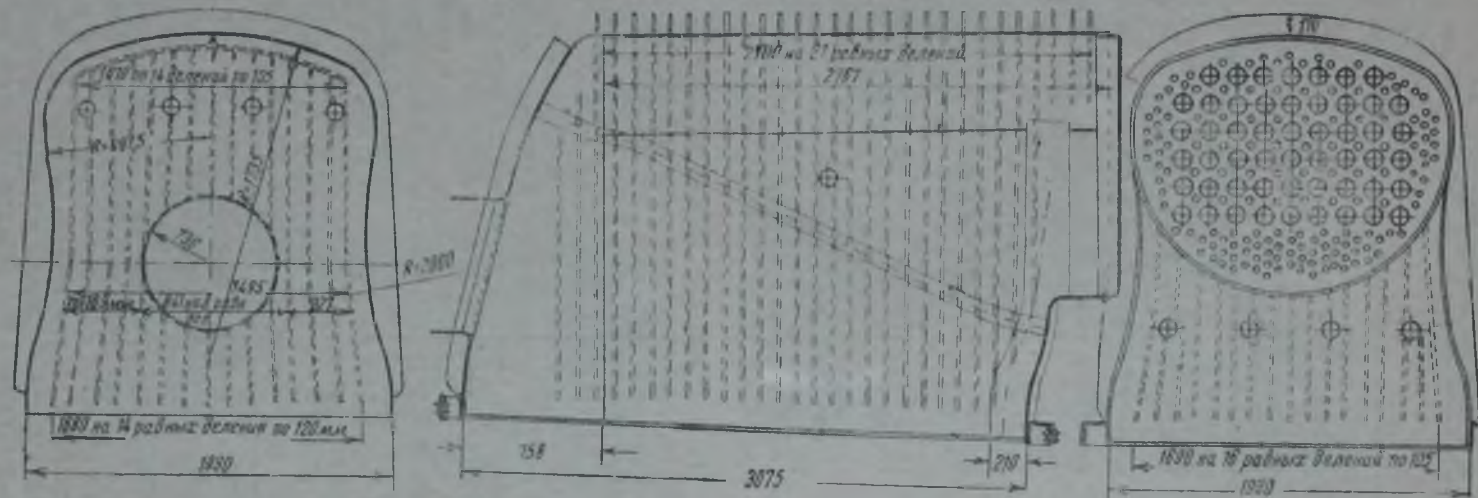


Рис. 499. Проект топки котла без топочных связей для паровоза типа СО.

Ниже приведены основные характеристики модернизированного котла в сравнении с прототипом.

	Модернизированный котел	Прототип
Давление пара по манометру . . . . .	14 кг/см <sup>2</sup>	14 кг/см <sup>2</sup>
Объем топочного пространства . . . . .	14 м <sup>3</sup>	10 м <sup>3</sup>
Площадь колосниковой решетки . . . . .	5,85 м <sup>2</sup>	6 м <sup>2</sup>
Общая испаряющая поверхность . . . . .	308 м <sup>2</sup>	324 м <sup>2</sup>
Объем парового пространства при уровне воды в 100 мм над потолком топки . . . . .	4 м <sup>3</sup>	4,7 м <sup>3</sup>
Живое сечение трубчатой части котла . . . . .	0,669 м <sup>2</sup>	0,654 м <sup>2</sup>
Отношение испаряющей поверхности нагрева к площади колосниковой решетки . . . . .	37,26	38,3
Отношение объема топки к площади колосниковой решетки . . . . .	2,39	1,07
Отношение поверхности нагрева пароперегревателя к испаряющей поверхности нагрева котла . . . . .	0,412	0,41
Число жаровых труб . . . . .	52 шт.	52 шт.
Число дымогарных трубок . . . . .	150 шт.	147 шт.
Диаметр труб пароперегревателя . . . . .	29/36 мм	29/36 мм
Пароперегреватель . . . . .	Системы Шмидта	Системы Шмидта
Толщина листов цилиндрической части котла . . . . .	20 мм	20 мм
Толщина шинельного и лобовых листов кожуха топки . . . . .	15 мм	15 мм
Толщина шинельного листа, задней стенки и потолка огневой камеры . . . . .	10 мм	10 мм
Толщина рогатого листа . . . . .	13 мм	13 мм
Толщина трубной решетки . . . . .	14 мм	15 мм
Толщина передней решетки . . . . .	13 мм	13 мм

На рис. 500 дан второй вариант проекта паровозного котла новой конструкции, выполненного с целью модернизации паровоза типа СО. В этом проекте паровозного котла, предназначенного для работы на пылеугольном топливе и на нефти, устранены не только связи всех видов, но также и обвязочное кольцо.

В этом котле огневые части, расширяясь, могут свободно удлиняться вследствие наличия сальниковых устройств в кожухе топки. При этом оказалось ненужным устройство большого сальника в переднем днище. Вообще говоря, для осуществления более рациональной конструкции паровозного котла, свободного от температурных деформаций, происходящих вследствие повышенного расширения огневых частей по сравнению с расширением от нагревания цилиндрической части котла и кожуха топки, следует полностью модернизировать весь паровоз, изменяя тип его тележки.

Мы предлагали при одном из крупных паровозостроительных заводов произвести детальную проработку предлагаемых эскизных проектов и изготовление заводских чертежей.

На рис. 501 и 502 показаны модели этих котлов.

Проекты больших котлов с сальниковыми топками были рассмотрены 2 октября 1940 г. на совещании Техническо-экспертного отдела НКПС, которое приняло следующее решение:

«1. Установить, что положительный опыт работы судовых жаротрубных котлов с сальниковым креплением жаровой трубы к днищу не может быть распространен на работу сальников в паровозном котле, так как сальник шуровочного отверстия подвержен гораздо большим и частым изгибам, чем сальник жаровой трубы, а сальник передней решетки, имеющий диаметр около 2 м, находится в зоне температур порядка



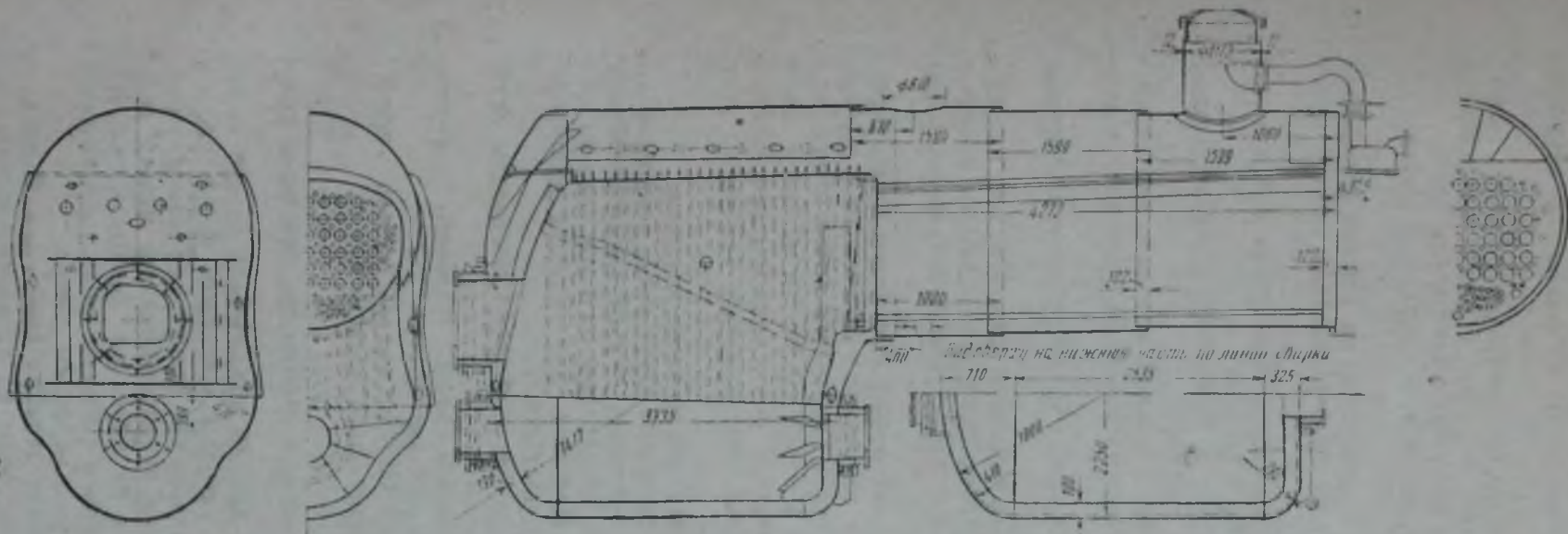


Рис. 500. Проект котла без топочных связей с сальниковой топкой без обвязочного кольца для пылеугольного и газового отопления для паровоза типа С0.

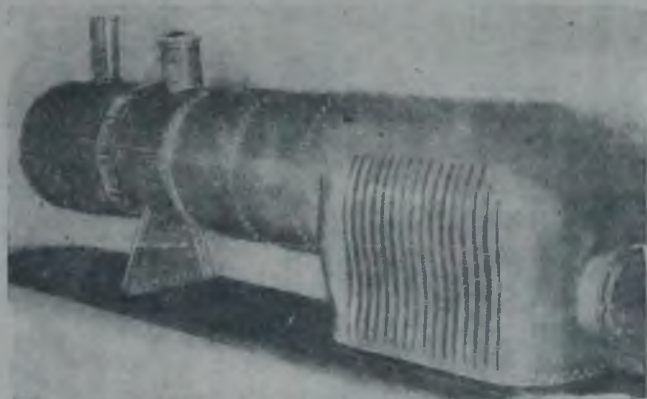


Рис. 501. Модель паровозного котла с сальниковой топкой для каменноугольного отопления.

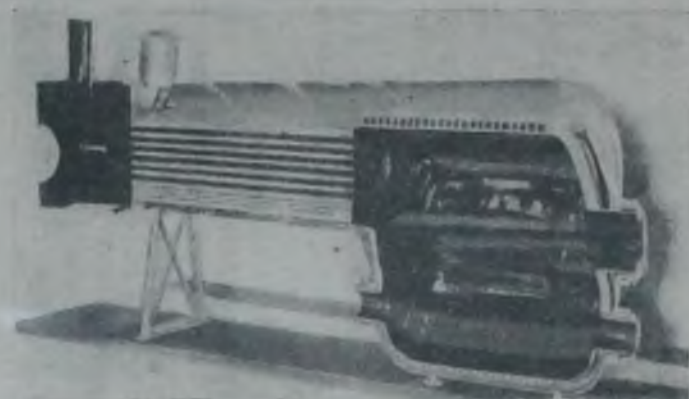


Рис. 502. Модель паровозного котла без топочных связей для пылеугольного и газового отопления.

400°, стеснен в своем перемещении изгарью и мусором в дымовой коробке, подвержен частым перемещениям в связи с переменным режимом работы паровоза (учитывая наличие золы и накипи) и неудобен с точки зрения ремонта и контроля.

2. Признать, что предлагаемая конструкция топки уменьшает температурные напряжения в листах огневой коробки. Однако остающееся крепление огневой коробки к кожуху жестким обвязочным кольцом не снимет температурных напряжений полностью, а приварные ребра прибавят напряжения.

Вариант без обвязочного кольца неприменим не только вследствие непригодности котла для работы на угле, но и вследствие сильного утяжеления топки.

3. Признать, что предлагаемая конструкция приварных ребер жесткости сопровождается следующими недостатками:

а) приварка ребер жесткости создаст в материале топки усадочные напряжения, большие, чем приварка связей;

б) более высокая температура стенок огневой коробки, чем приваренных к ним ребер, создаст новые температурные напряжения, порядка 500 кг/см<sup>2</sup>;

в) приварные ребра ухудшат циркуляцию воды, усилят отложение накипи и ухудшат условия промывки;

г) приварные ребра затруднят ремонт огневой коробки, так как при приварке заплат или при смене полустенок придется вынимать огневую коробку с предварительной обрезкой и с последующей приваркой фланца шуровочного отверстия;

д) контроль за состоянием приварных ребер жесткости отсутствует, тогда как при связях контролируется состояние и тела связи, и сварки.

4. Признать, что указанные недостатки приварных ребер и тяжелая работа сальников паровозного котла в своей сумме по меньшей мере компенсирует достоинство, заключающееся в уменьшении напряжений в листах огневой коробки в результате неодинаковых удлинений этих листов и корпуса котла.

5. Отказаться от постройки опытных паровозных котлов.»

Ознакомившись с приведенным решением совещания, вопросом об освобождении паровозного котла от топочных связей заинтересовался Народный комиссар путей сообщений. 26 октября того же года на совещании, созванном по инициативе Наркома, при главном инженере паровозного управления НКПС было постановлено:

1) просить Народного комиссара путей сообщения построить один опытный котел с двумя сальниками;

2) разработку проекта котла системы проф. Волского поручить МЭМИИТ применительно к маневровому паровозу;

3) изготовить в лаборатории МЭМИИТ модель котла проф. М. И. Волского с целью проверки циркуляции воды в котле.

#### 4. Проект котла маневрового паровоза для работы на каменном угле

Не надеясь на то, что МЭМИИТ быстро проработает проект паровозного котла без топочных связей, автором выполнен такой проект паровозного котла с сохранением обвязочного кольца для маневрового паровоза, в котором достигнута полная уравновешенность между давлением пара на огневую решетку и на переднее днище котла. На рис. 503, 503а и 504 приведены чертежи общего вида паровозного котла, топки и сальникового устройства в переднем днище.

Проект был передан в НКПС в конце декабря 1940 года. В январе 1941 года проекты котлов были рассмотрены на заседании у замести-

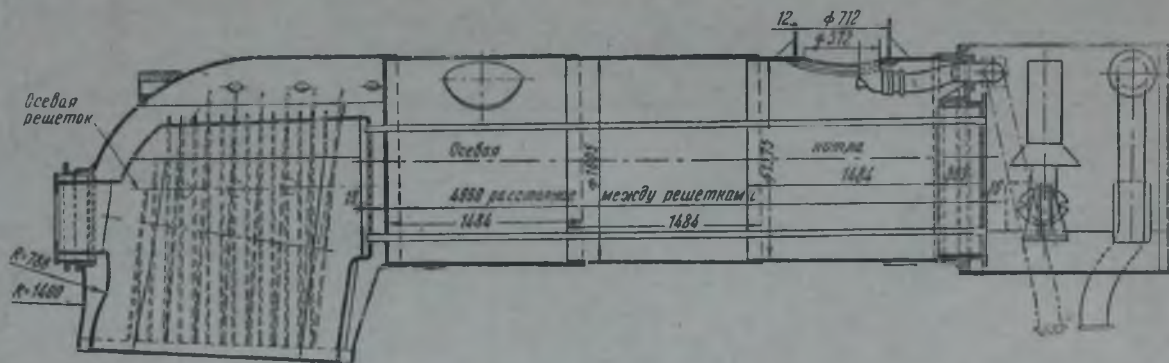


Рис. 503. Проект маневрового паровоза с обвязочным кольцом.

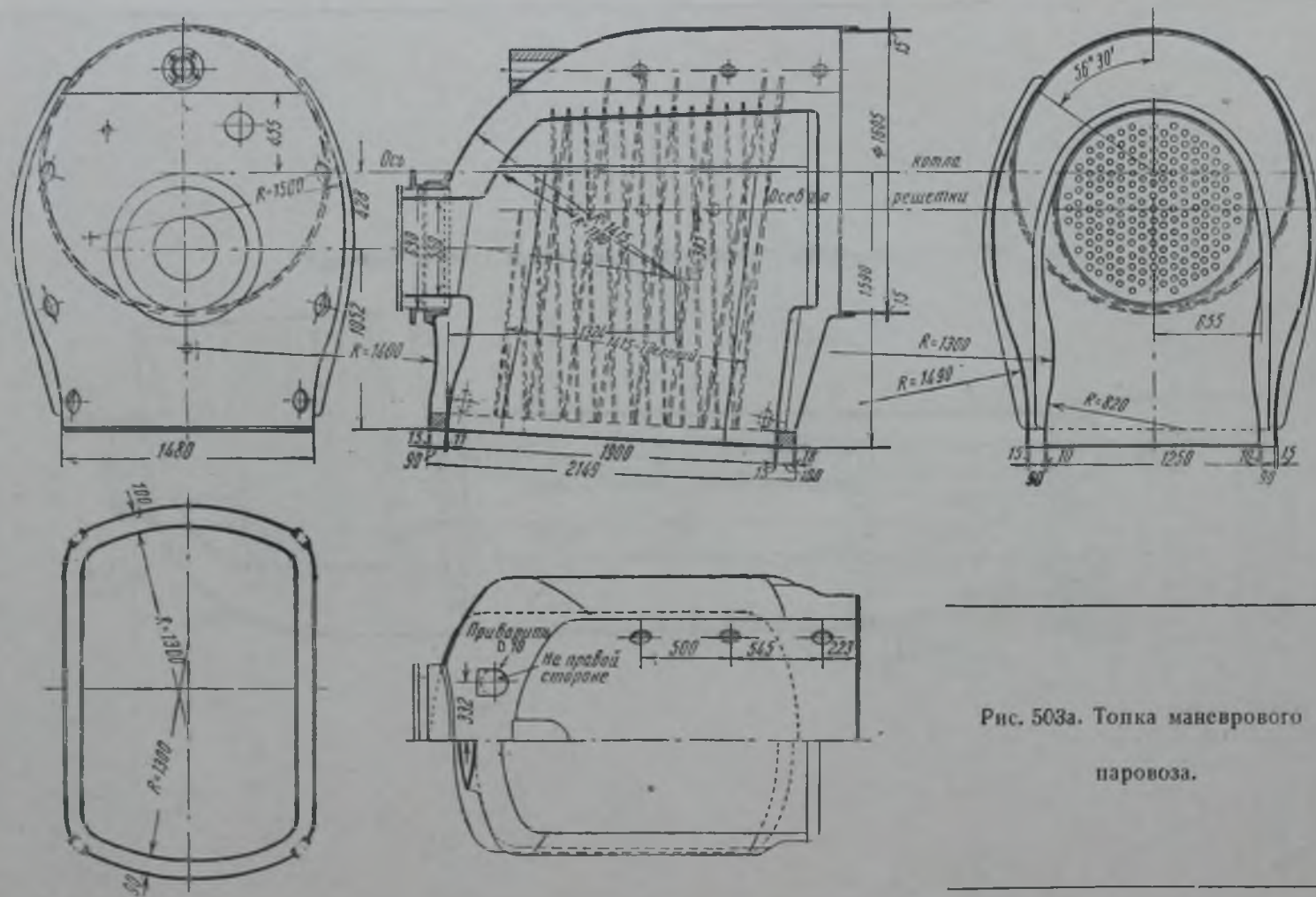


Рис. 503а. Топка маневрового паровоза.

теля наркома путей сообщения, после чего 23 января от начальника Управления паровозного хозяйства НКПС было получено письмо, следующего содержания:

«Считая идею приемлемой, Управление паровозного хозяйства НКПС согласно в порядке опыта построить в 1941 году один опытный паровоз

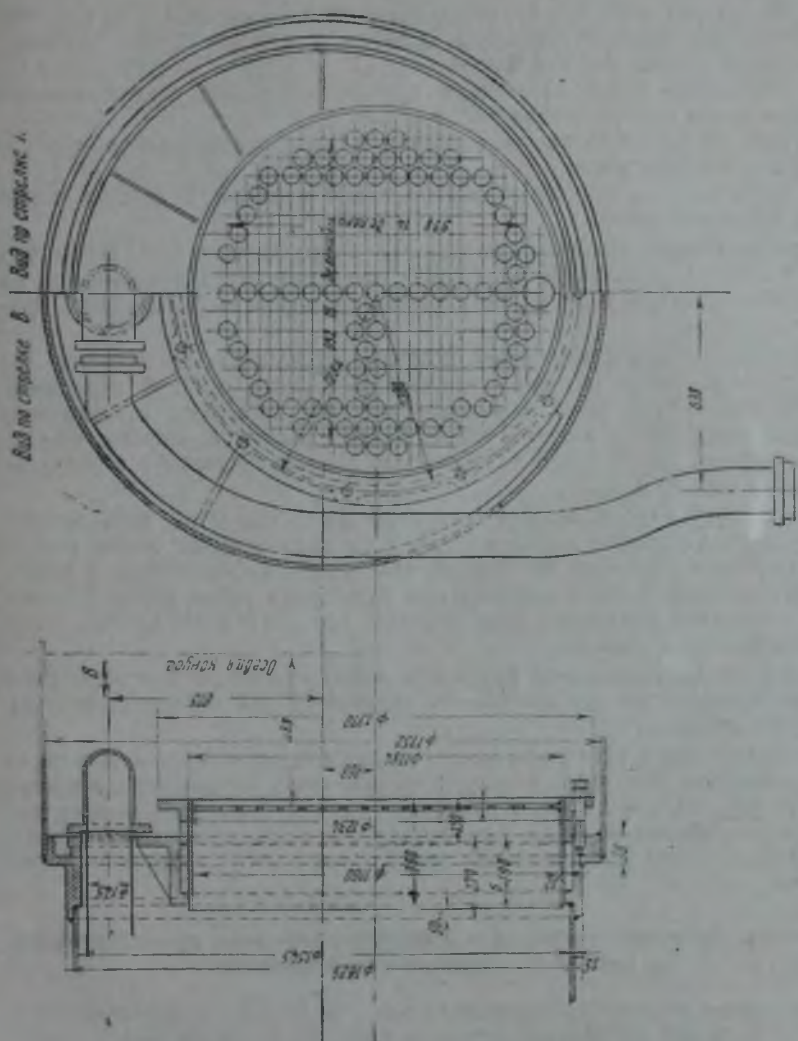


Рис. 504. Сальник в переднем днище котла без топочных связей для массивного паровоза.

с последующими его испытаниями. Этот опытный котел должен быть выполнен применительно к вашему первому варианту, т. е. с оставлением обвязочной рамы между огневой коробкой и кожухом топки.

Одновременно с этим считаем необходимым, чтобы вами были дополнительно проработаны следующие замечания:

1. Вновь запроектированный котел должен быть по прочности не ниже существующего котла, учитывая то обстоятельство, что котел помимо напряжений от давления пара испытывает также напряжения от внешних динамических усилий.

2. Возможность замены шуровки с сальником шуровкой типа О'Конора.

3. Напряжения в боковых стенках огневой коробки в местах около обвязочной рамы могут достигнуть больших величин, поскольку эта часть стенки не имеет возможности свободно удлиняться вдоль оси котла при нагревании.

4. Насколько надежно будут работать не укрепленные сварные швы (особенно вертикальные) огневой коробки и кожуха топки, учитывая переменный режим работы котла.

5. Насколько будет обеспечена прочность металла стенок огневой коробки после приварки всех ребер.

6. Как вести контроль за состоянием приваренных ребер огневой коробки и кожуха топки.

7. Возможность полного отжига огневой коробки и кожуха топки после приварки ребер.

Перечисленные замечания прошу вас проработать с тем, чтобы при конструктивной разработке предложенного вами котла эти вопросы не вызывали сомнения и не могли служить тормозом в быстрейшем проведении опытов».

Из перечисленных замечаний наиболее существенным является замечание о контроле состояния приваренных ребер огневой коробки и кожуха топки. Остальные замечания либо не вызывают затруднений, как, например, отжиг огневой коробки, либо являются неприемлемыми, как, например, замечание о возможности замены шуровки с сальником шуровкой типа О'Конора.

Что касается возможности контроля за состоянием приваренных ребер огневой коробки и кожуха топки, то надо сказать, что он может быть проведен помощью пустотелых ввертышей, поставленных в ребра со стороны огня, разрыв которых при нарушении связи ребра с телом топки обусловит вытекание пара в топку, что дает возможность легко установить место дефекта.

Контроль за состоянием наружных ребер может быть осуществлен или посредством тех же пустотелых ввертышей или непосредственным осмотром ребер.

В конце января 1941 года вопрос о паровозных котлах с сальниковой топкой был обсужден конструкторским бюро Коломенского машиностроительного завода им. Куйбышева, причем выявилось мнение руководящих работников бюро о необходимости оставления связей в топке паровозного котла из-за желания иметь стенки топки возможно более тонкими.

## **5. Проект паровозного котла для линейного паровоза, проектируемого по принципу „Окружность в эллипсе“**

Последнее положение натолкнуло нас на мысль о необходимости перейти к более устойчивой конфигурации топки, а именно к топке круглой, результатом чего явился проект паровозного котла по принципу «окружность в эллипсе». На этом принципе был разработан проект маневрового паровоза, у которого кожух топки имеет в поперечном сечении эллипс при круглой топке.

Здесь уже нет обвязочного кольца, объем топки увеличен и даны дополнительные сальниковые отверстия: одно для удаления шлака и шлама, а другое для подачи в топку котла вторичного воздуха (рис. 505). Этот котел должен хорошо работать на нефтяном и пылеугольном топливе, а также на каменноугольном и дровам.

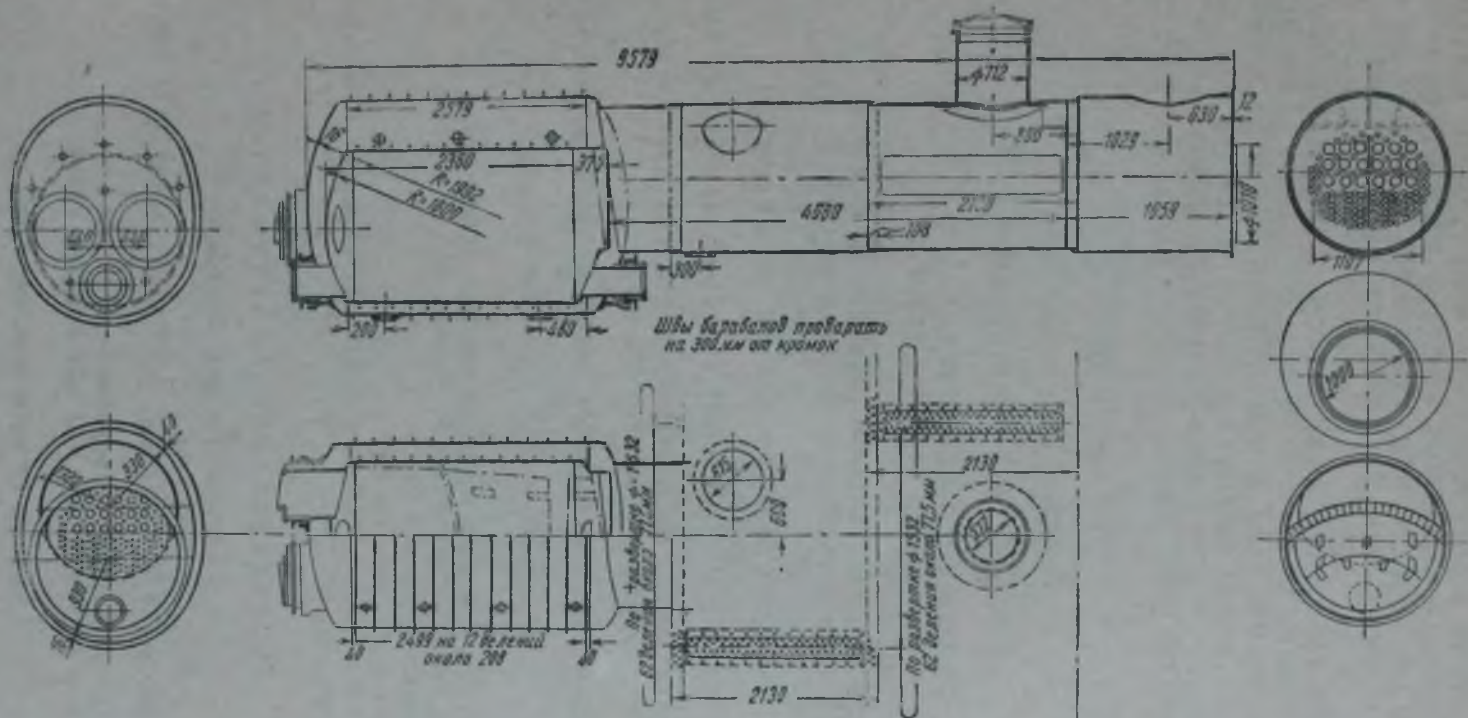


Рис. 505. Проект паровозного котла по девизу „окружность в эллипсе“.

## 6. Проект котла по принципу „окружность в окружности“

Чтобы получить вполне устойчивую конфигурацию кожуха топки, был запроектирован паровозный котел по принципу «окружность в окружности», где круглая топка помещается в круглом же кожухе. Этот котел должен быть установлен на рану паровоза серии Щ (рис. 506).

31 декабря 1942 г. Народный комиссар путей сообщения отпустил на изготовление котла средства и выделил паровоз серии Щ с тем, чтобы иметь готовую раму и машину. Постройка котла производится на заводе «Теплоход» Наркомречфлота, а установка его на раму будет произведена в депо станции Горький-пассажирская.

Ниже приведен расчет прочности парового котла серии Щ.

### I. Кожух топки

#### Толщина стенок барабана

$$S_s = \frac{P \cdot D \cdot x}{200 \cdot \sigma_b \cdot \varphi} + 1 = 19,04, \text{ принято } 19 \text{ мм.}$$

$P$  — рабочее давление пара — 14 кг/см<sup>2</sup>.

$D$  — внутренний диаметр барабана — 2300 мм.

$x$  — запас прочности — 4.

$\sigma$  — временное сопротивление разрыву — 42 кг/мм<sup>2</sup>.

$\varphi$  — коэффициент прочности сварного шва — 0,85.

#### Толщина стенки переднего днища кожуха

$$S = 0,017 \cdot l \sqrt{P} = 0,017 \cdot 345 \sqrt{14} = 21,94, \text{ принято } 22 \text{ мм.}$$

$l$  — диаметр круга, проходящего через три укрепленные точки между верхними кницами, — 345 мм.

#### Напряжение в материале самой напряженной кницы

$$R_r = \frac{P \cdot \cos \alpha}{a \cdot S} = \frac{2100 \cdot 0,91}{33 \cdot 1,5} = 466 \text{ кг/см}^2.$$

$P$  — нагрузка, приходящаяся на кницу, — 21 000 кг.

$\alpha$  — угол направления силы  $P$ , равный 24°.

$a$  — ширина кницы — 33 см.

$S$  — толщина кницы — 1,5 см.

Примечание. В остальных кницах напряжение в материале не превышает 466 кг/см<sup>2</sup>.

### II. Цилиндрическая часть котла

#### Толщина стенок барабана

$$S = \frac{P \cdot D \cdot x}{200 \cdot \sigma_b \cdot \varphi} + 1 = \frac{14 \cdot 1750 \cdot 4}{200 \cdot 42 \cdot 0,85} + 1 = 14,73, \text{ принято } 17 \text{ мм.}$$

$D$  — внутренний диаметр барабана — 1750 мм.

$P$ ,  $x$ ,  $\sigma_b$  и  $\varphi$  взяты те же, что для кожуха топки.

#### Толщина стенок переднего днища

$$S = 0,017 l \sqrt{P} = 0,017 \cdot 250 \sqrt{14} = 15,9 \sim 16 \text{ мм,}$$

где  $l$  — диаметр круга, проходящий через три укрепленные точки между кницами, 250 мм.



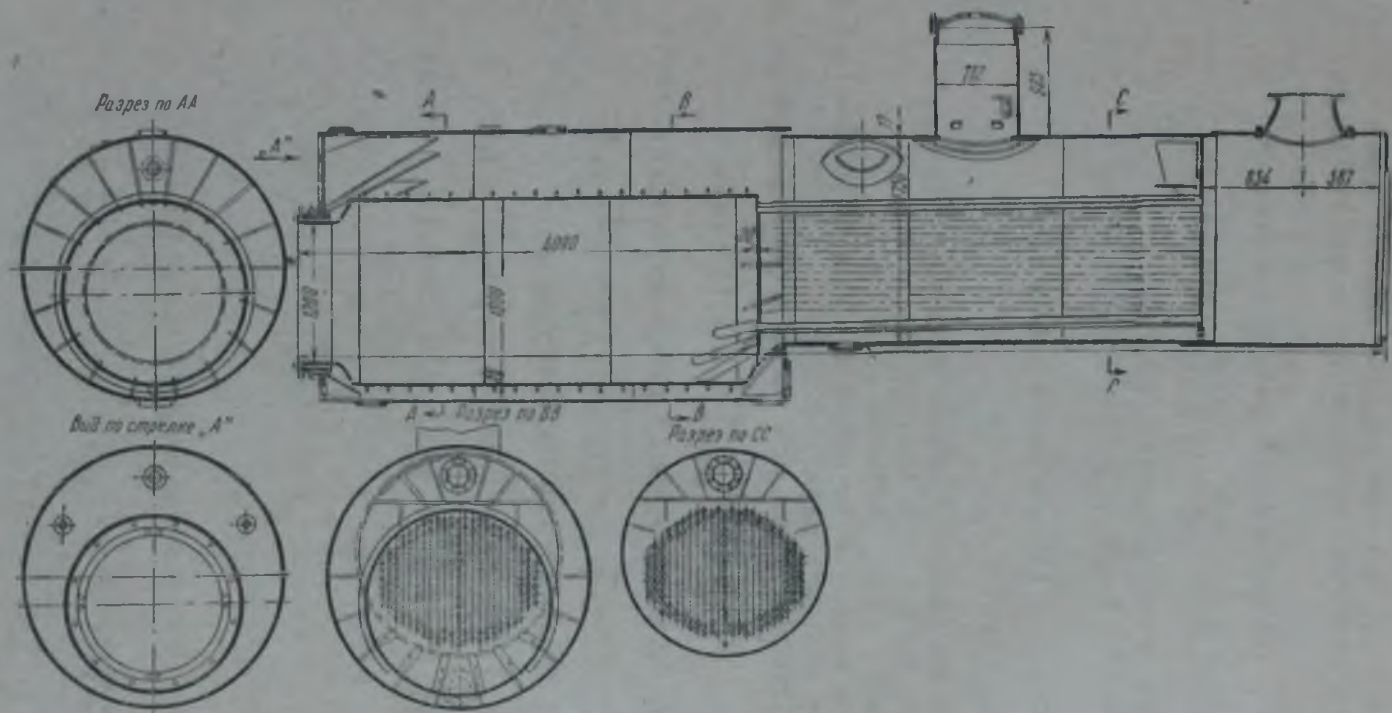


Рис. 506. Паровозный котел без топочных связей по девизу „окружность в окружности“ для паровоза серии Щ.

### III. Сухопарник

#### Толщина стенки барабана

$$S = \frac{P \cdot D \cdot x}{200 \cdot a \cdot b \cdot \gamma} + 1 = \frac{14 \cdot 712 \cdot 4}{200 \cdot 34 \cdot 0,85} + 1 = 7,9, \text{ принято } 12 \text{ мм.}$$

$P$ ,  $x$ ,  $\varphi$  взяты те же, что при расчете кожуха топки.

$D$  — внутренний диаметр барабана сухопарника — 712 мм.

#### Напряжение в материале шпилек

$$R_2 = \frac{P \cdot D_1^2}{n \cdot d^2} = \frac{14 \cdot 68,4^2}{32 \cdot 2,545^2} = 315 \text{ кг/см}^2.$$

$D_1$  — средний диаметр фланца — 68,4 см.

$d_1$  — внутренний диаметр шпилек — 2,545 см.

### IV. Огневая камера

Данные для расчета:

$r$  — внутренний радиус огневой коробки — 80 см.

$t$  — толщина стенки — 1,6 см.

$l$  — расстояние между ребрами — 18,5 см.

$F$  — площадь поперечного сечения ребра  $1,6 \times 6,5 = 10,4 \text{ см}^2$ .

$P$  — рабочее давление пара — 14 кг/см<sup>2</sup>.

Сила, направленная вдоль оси топки и разложенная по периметру топки:

$$T = \frac{\pi}{4} \frac{(163,4^2 - 133^2) \cdot 14}{\pi \cdot 161,6} = 197 \text{ кг/см.}$$

Коэффициент, характеризующий ребро жесткости:

$$K = \frac{F}{F + lt} = \frac{10,4}{10,4 + 18,5 \cdot 1,6} = \frac{10,4}{4} = 0,26.$$

Отношения, принятые при проектировании:

$$\delta = \frac{t}{r} = \frac{1,6}{80} = 0,02; \quad \gamma = \frac{r}{l} = \frac{80}{18,5} = 4,32,$$

$$\rho = \frac{2}{E \delta} \left( P - \mu \frac{T}{r} \right) = \frac{2}{2 \cdot 10^6 \cdot 0,02} \left( 14 - 0,3 \frac{197}{80} \right) = 0,00063,$$

$$\alpha = \frac{4 \cdot \pi^2 \delta^2 \gamma^4}{3(1 - \mu^2)} = \frac{4 \cdot 10^4 \cdot 0,02^2 \cdot 4,32^4}{3(1 - 0,3^2)} = 20,45,$$

$$\beta = \frac{4 \cdot \pi^2 \cdot T}{E t} \gamma^2 = \frac{4 \cdot 10^4 \cdot 197 \cdot 4,32^2}{2 \cdot 10^6 \cdot 1,6} = 0,046,$$

$\mu$  — коэффициент Пуассона.

#### Определение упругих коэффициентов

$$N = \frac{1}{\alpha - \beta + 1} + \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{\alpha \cdot 2^4 - \beta \cdot 2^2 + 1} + \frac{1}{3 \cdot \alpha \cdot 2^8} \approx 0,0551.$$

$$M = \frac{1}{\alpha - \beta + 1} + \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{\alpha \cdot 3^4 - \beta \cdot 3^2 + 1} + \frac{1}{6 \cdot \alpha \cdot 3^6} \approx 0,0531.$$

$$P = \frac{1}{\alpha - \beta + 1} + \frac{2}{\alpha \cdot 2^4 - \beta \cdot 2^2 + 1} + \frac{1}{2} \cdot \frac{3^2}{\alpha \cdot 3^4 - \beta \cdot 3^2 + 1} + \frac{1}{3 \alpha} \approx 0,0828.$$

$$Q = P - 2 \frac{1}{\alpha - \beta + 1} + \frac{3^2}{\alpha \cdot 3^4 - \beta \cdot 3^2 + 1} + \frac{1}{2} \cdot \frac{5^2}{\alpha \cdot 5^4 - \beta \cdot 5^2 + 1} + \frac{1}{2 \cdot \alpha \cdot 5} \approx 0,04282.$$

$$x = \frac{K}{1 + 2 \cdot K \cdot N} = \frac{0,26}{1 + 2 \cdot 0,26 \cdot 0,0551} = 0,253.$$

Стрела прогиба огневой камеры в месте прикрепления ребер

$$\omega_0 = \frac{1-K}{2K} \chi r r \approx 0,0191 \text{ см.}$$

Наибольшая стрела прогиба в середине пролета между ребрами:

$$\omega_{max} = \omega_0 + 2 \chi \rho \mu \cdot r = 0,0191 + 2 \cdot 0,253 \cdot 0,000663 \cdot 0,0531 \cdot 80 = 0,02044 \text{ см.}$$

$$R = \frac{EF}{r} \omega_0 \approx 62,2 \text{ кг/см.}$$

Напряжение в материале огневой камеры в поперечном сечении в месте прикрепления ребер

$$\sigma = -\frac{T}{t} \pm \frac{2 \pi^2 E}{1-\mu^2} \delta \cdot \gamma^2 \chi \cdot \rho \cdot P \approx -349,6 (+103,4) \text{ кг/см}^2.$$

Напряжение в материале огневой камеры в продольном сечении в месте прикрепления ребер

$$\sigma' = -\frac{E \omega_0}{r} + \mu z = -472,6 (-532,4) \text{ кг/см}^2.$$

Напряжение в материале огневой камеры в поперечном сечении в середине пролета между ребрами

$$\sigma'' = -\frac{T}{t} \pm \frac{2 \cdot \pi^2 E \cdot \delta \cdot \gamma^2 \cdot \chi \cdot \rho \cdot Q}{1-\mu^2} = -240,96 (-5,24) \text{ кг/см}^2.$$

Напряжение в материале огневой камеры в продольном сечении в середине пролета между ребрами

$$\sigma_1 = \frac{E \omega_{max}}{r} \pm \mu \sigma'' = -583 (-439) \text{ кг/см}^2.$$

## 7. Паровозный котел по девизу «окружность в окружности» для универсального топлива

В мае 1943 года Паровозное управление НКПС предложило нам запроектировать паровоз применительно к раме и машине паровоза серии Э.

На рис. 507 дан чертеж паровозного котла применительно к паровозу Э, причем котел может работать на топливе всех видов. Основные характеристики его таковы:

- давление пара 14 кг/см<sup>2</sup>,
- количество дымогарных трубок 32,
- объем топки 7,63 м<sup>3</sup>,
- поверхность нагрева топки 15,4 м<sup>2</sup>,
- поверхность нагрева дымогарных трубок 133 м<sup>2</sup>,
- поверхность нагрева жаровых труб 58,6 м<sup>2</sup>,
- общая поверхность нагрева 207 м<sup>2</sup>,
- поверхность нагрева пароперегревателя 58,5 м<sup>2</sup>,
- площадь колосниковой решетки 4,69 м<sup>2</sup>.

Чтобы обеспечить наибольшую свободу деформации огневых частей устроены два сальника: один—в передней решетке, другой—в шуровочном отверстии, что обусловлено постановкой обвязочного кольца.

Величина температурных напряжений в обвязочном кольце будет невелика, так как в зоне зольника температура стенок кожуха топki будет одна и та же.

В котлах с сальниковой топкой без топочных связей обеспечено повышение запаса прочности, предохранение котла от взрывов, устранение разрыва связей и образования трещин, удлинение срока службы котла. Наряду с этим в котле создаются благоприятные усло-

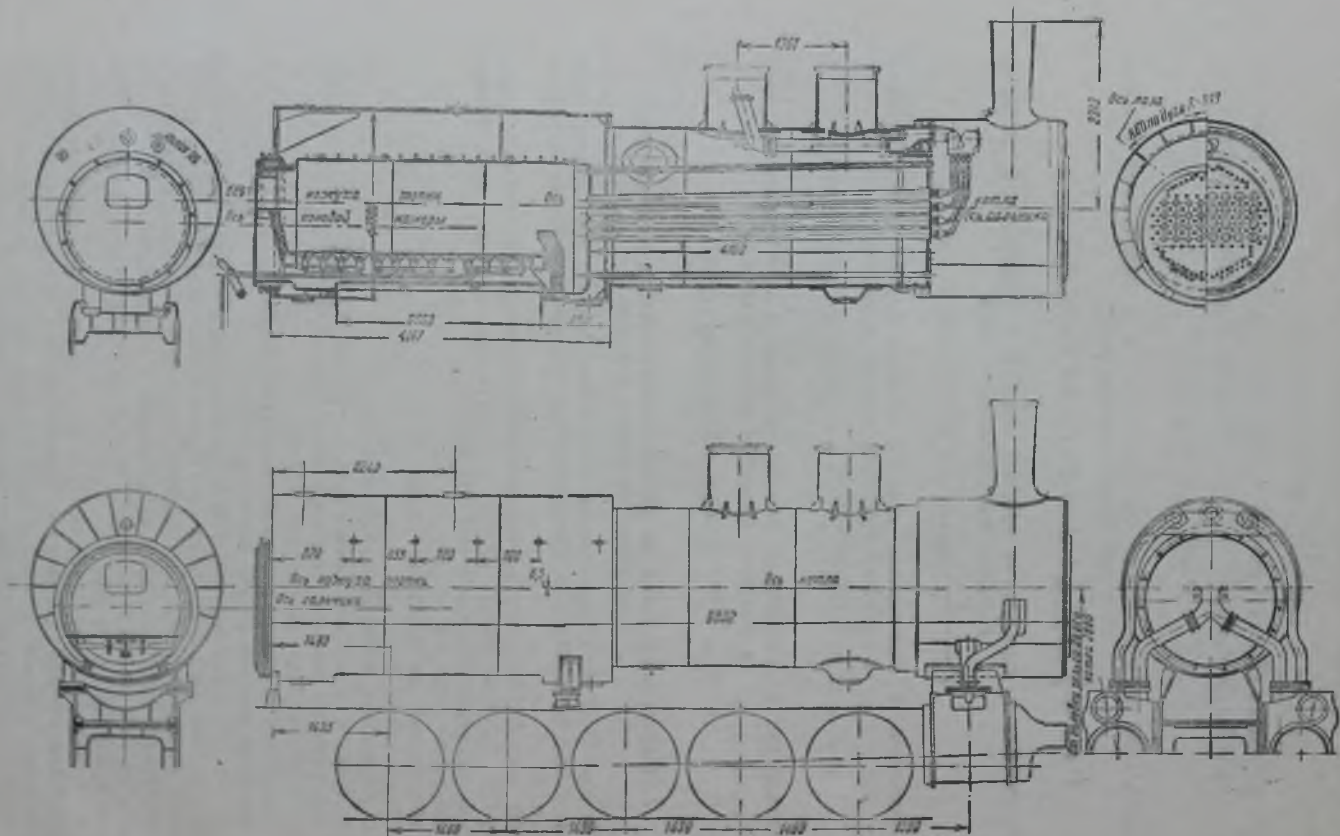


Рис. 507. Паровозный котел на универсальное топливо для паровоза серии Е.

вия для упрощения и улучшения очистки, для повышения коэффициента полезного действия, удешевления строительства и снижения веса металла.

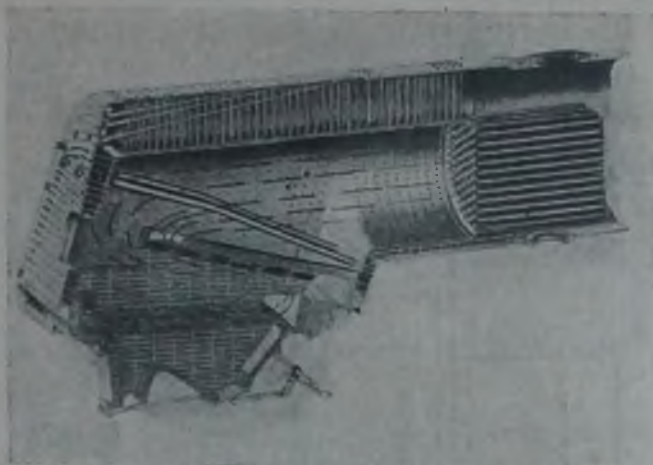


Рис. 508. Вид топки облучного паровозного котла с топочными связями.

Настало время освободить паровозные котлы от того леса связей, который представлен на рис. 508.

## Глава XIX

### ЛОКОМОБИЛЬНЫЕ КОТЛЫ БЕЗ ТОПОЧНЫХ СВЯЗЕЙ С САЛЬНИКОВЫМ КРЕПЛЕНИЕМ ЖАРОВОЙ ТРУБЫ

#### 1. Описание проекта

По предложению Наркомтяжпрома автором выполнен проект локомобильного котла.

На рис. 509 дан чертеж локомобильного котла с сальниковой топкой без топочных связей для локомотива мощностью 100 л. с., а на рис. 510 представлено сальниковое устройство и крепление задней трубной решетки в заднем днище.

Здесь, как видно из чертежа, топка, нагреваясь, может через сальник свободно удлиняться. Жаровая труба, будучи гладкой, укреплена кольцами жесткости, и при этом все огневые части могут быть легко изъяты из бочки для удобства чистки.

Во всем локомобильном котле нет ни одной штампованной части и ни одной заклепки.

Кроме того, здесь сильно развиты объем топки, поверхность нагрева топки и площадь колосниковой решетки за счет укорочения дымогарных трубок, что благоприятно повлияет на теплотехнические характеристики котла.

На рис. 510 даны также отдельно сальниковое крепление жаровой трубы, крепление трубной решетки в заднем днище, трубная решетка, приварка ребер и детали пароперегревателя.

Вес металла, потребного на изготовление котла с сальниковой топкой, снижается.

Считаем также нужным дать расчет котла на прочность и теплотехнический расчет.

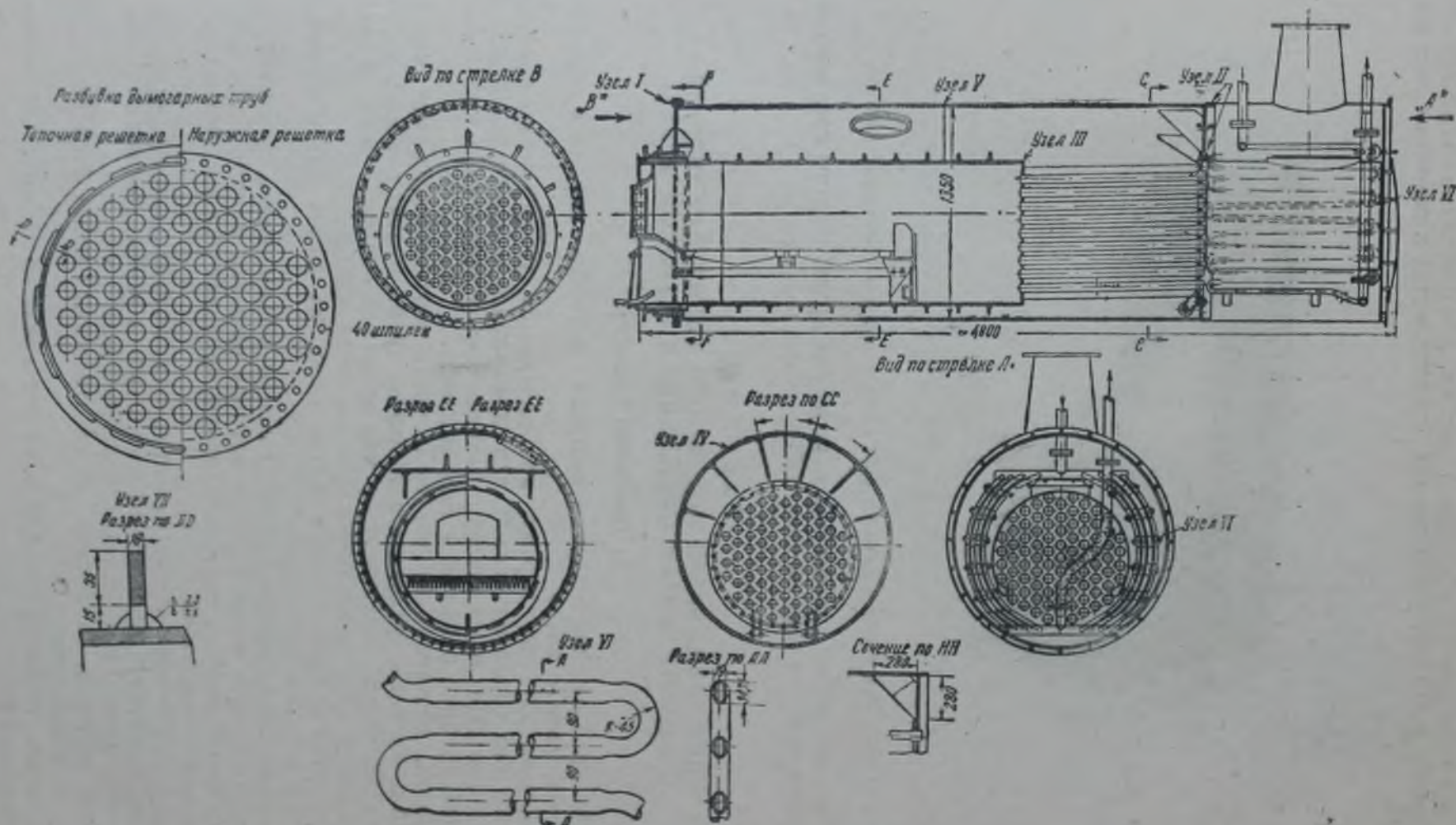


Рис. 509. Чертеж локомотивного котла.

# Расчет локобильного котла на прочность

## I. Цилиндрическая часть

Толщина стенки:

$$S = \frac{PDx}{200\sigma_b \cdot \psi} + 1 = \frac{12 \cdot 1350 \cdot 4}{200 \cdot 42 \cdot 1} + 1 = 7,7 \approx 8 \text{ мм.}$$

$P$  — рабочее давление пара — 12 кг/см<sup>2</sup>,

$D$  — диаметр цилиндрической части — 1350 мм,

$x$  — запас прочности — 4,

$\sigma_b$  — временное сопротивление разрыву материала — 42 кг/мм<sup>2</sup>,

$\psi$  — коэффициент прочности сварного шва — 1.

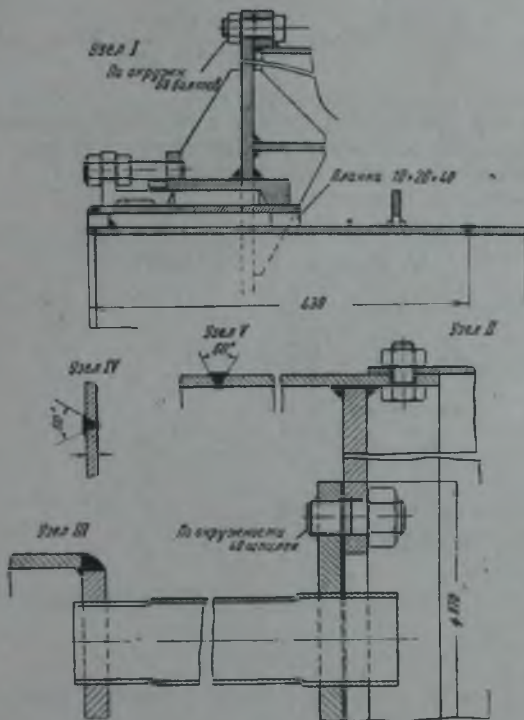


Рис. 510. Сальниковое устройство и крепление трубной решетки в заднем днище.

## II. Верхняя часть днищ между кницами

Толщина стенки:

$$S = 0,017 l \sqrt{P} = 0,017 \sqrt{250} = 15 \text{ мм,}$$

$l$  — диаметр круга, проходящего через три укрепленные точки, — 250 мм.

### III. Болты в переднем днище

Напряжение на разрыв:

$$R_z = \frac{P(D_1^2 - D_2^2)}{d^2 n} = \frac{12(141,8^2 - 98^2)}{2,01^2 \cdot 68} = 460 \text{ кг/см}^2,$$

$D_1$  — диаметр в центрах болтов — 141,8 см,

$D_2$  — диаметр манжет топки — 98 см,

$d$  — внутренний диаметр резьбы болтов — 2,01 см.

### IV. Шпильки в заднем днище

Напряжение на разрыв:

$$R_z = \frac{P(D_1^2 - D_2^2 \cdot n_{mp})}{d^2 n_{шп}} = \frac{12(98^2 - 5,8^2 \cdot 85)}{2,01^2 \cdot 40} = 500 \text{ кг/см}^2,$$

$D_1$  — диаметр манжет топки — 98 см,

$D_2$  — диаметр дымогарных трубок в топочной решетке — 8 см,

$d$  — внутренний диаметр резьбы шпилек — 2,01 см,

$n_{mp}$  — количество дымогарных трубок — 85,

$n_{шп}$  — количество шпилек — 40.

### V. Косники средние

Нагрузка на косник:

$$P = \frac{pab}{\sin 45} = \frac{12,22 \cdot 28}{0,707} = 10450 \text{ кг.}$$

Напряжение в материале:

$$R_z = \frac{P}{Sh} = \frac{10450}{17 \cdot 1} = 615 \text{ кг/см}^2,$$

$S$  — толщина косника — 17 см,

$h$  — ширина косника — 1 см.

### VI. Трубная доска (по Тетцнеру)

Толщина стенки:

$$S \geq 5 + \frac{d}{8} = 5 + \frac{65}{8} = 13 \text{ мм, примем } 16 \text{ мм,}$$

$d$  — наибольший диаметр дымогарных трубок — 65 мм.

### VII. Жаровая труба

Данные для расчета:

$r$  — радиус жаровой трубы — 45 см,

$t$  — толщина стенки — 1 см,

$l$  — расстояние между ребрами — 20 см,

$F$  — площадь поперечного сечения ребра над вырезом — 3,5 см<sup>2</sup>,



$p$  — рабочее давление пара в котле — 12 кг/см<sup>2</sup>,

$$K = \frac{F}{F + It} = 0,149,$$

$\omega_0$  — стрела прогиба жаровой трубы против ребер в см,

$\omega_{max}$  — стрела прогиба жаровой трубы в середине между ребрами в см,

$R$  — отрыв стенки жаровой трубы от ребра в кг/см.

Введем следующие обозначения:

$$\delta = \frac{t}{r} = 0,0222; \quad \gamma = \frac{r}{l} = 2,25;$$

$$\rho = \frac{2P}{E\delta} = 0,00054;$$

$$\alpha = \frac{4\pi^2 \delta^2}{3(1-\mu^2)} \cdot \gamma^4 \approx 1,85,$$

где  $\mu$  — коэффициент Пуассона — 0,3.

*Определение упругих коэффициентов*

$$N = \frac{1}{\alpha \cdot 1^4 + 1} + \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{\alpha \cdot 2^4 + 1} + \frac{1}{3\alpha \cdot 3^3} = 0,400.$$

$$M = \frac{1}{\alpha \cdot 1^4 + 1} + \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{\alpha \cdot 3^4 + 1} + \frac{1}{6\alpha \cdot 3^3} = 0,357.$$

$$P = \frac{1}{\alpha \cdot 1^4 + 1} + \frac{2^3}{\alpha \cdot 2^4 + 1} + \frac{1}{2} \cdot \frac{3^3}{\alpha \cdot 3^4 + 1} + \frac{1}{3\alpha} = 0,691.$$

$$Q = P - 2 \left[ \frac{1}{\alpha \cdot 1^4 + 1} + \frac{3^3}{\alpha \cdot 3^4 + 1} + \frac{1}{2} \cdot \frac{5^3}{\alpha \cdot 5^4 + 1} + \frac{1}{2\alpha \cdot 5} \right] = -0,261.$$

$$x = \frac{K}{1 + 2KN} = 0,133.$$

Стрела прогиба топки в месте прикрепления ребер:

$$\omega_0 = \frac{1-K}{2K} x \rho r \approx 0,00922 \text{ см.}$$

Стрела прогиба топки в середине пролета между ребрами:

$$\omega_{max} = \omega_0 + 2x\rho Mr \approx 0,01153 \text{ см.}$$

Усилие на 1 см длины сварного шва:

$$R = \frac{3FE}{\rho} \omega_0 \approx 95 \text{ кг/см.}$$

Напряжение в поперечном сечении материала жаровой трубы в месте прикрепления ребер:

$$\sigma = \pm \frac{2\pi^2 E}{1-\mu^2} \cdot \delta \gamma^2 x \rho P = \pm 245 \text{ кг/см}^2.$$

Напряжения в продольном сечении материала жаровой трубы в месте прикрепления ребер:

$$\sigma' = -\frac{E\omega_0}{r} + \mu z \approx -484 (-337) \text{ кг/см}^2.$$

Напряжения в материале жаровой трубы, в поперечном сечении, в середине пролета между ребрами:

$$\sigma_1 = \pm \frac{2\pi r E}{1-\mu^2} \cdot \delta \gamma^2 \chi \rho Q = \pm 92,6 \text{ кг/см}^2.$$

Напряжения в материале жаровой трубы, в продольном сечении, в середине пролета между ребрами:

$$\sigma_1' = -\frac{E\omega_{max}}{r} + \mu z_1 = -540 (-464) \text{ кг/см}^2.$$

Толщина стенки жаровой трубы по правилам Регистра Союза ССР:

$$S = \frac{PD}{1200} + 1 = 10 \text{ см.}$$

$D$  — внутренний диаметр жаровой трубы — 900 мм.

### 3. Тепловой расчет котла

Ввиду того, что предложенная конструкция локомотивного котла весьма сильно отличается от обычного котла, привожу тепловой расчет его, произведенный по просьбе автора доцентом С. И. Муравиним.

Характеристика котла:

диаметр жаровой трубы  $D = 0,8$  м,

длина жаровой трубы  $L = 2,2$  м,

поверхность нагрева топки  $H_m = 4,57$  м<sup>2</sup>,

площадь колосниковой решетки  $R = 1,12$  м<sup>2</sup>,

длина дымогарных трубок  $L_d = 1,1$  м,

диаметр дымогарных трубок  $d = 65/60$  мм,

число дымогарных трубок  $n = 85$ ,

поверхность нагрева дымогарных трубок  $H_d = 16,15$  м<sup>2</sup>,

поверхность нагрева котла  $H_k = 20,72$  м<sup>2</sup>,

давление пара в котле 12 кг/см<sup>2</sup>,

температура перегретого пара 330°,

часовой расход пара  $D = 650$  кг/час,

скорость пара  $W_n = 12$  м/сек,

поверхность нагрева пароперегревателя  $H_{пер} = 10$  м<sup>2</sup>,

сечение топки  $f_m = 0,57$  м<sup>2</sup>,

сечение дымогарных трубок  $f_d = 0,202$  м<sup>2</sup>,

температура питательной воды 70°С,

часовой расход топлива  $B_n = 93$  кг каменного угля с теплотворной

способностью 7000 кал/кг или дров 220 кг/час с теплотворной способностью 2950 кал/кг.

1. Топливо — дрова состава:

$$C_p = 35\%, \quad H_p = 4,3\%, \quad N_p = 0,4\%, \quad O_p = 22,6\%,$$

$$A_p' = 0,7\%, \quad W_p = 30\%; \quad Q_p^k = 2950 \text{ кал/кг};$$

$$\alpha_m = 1,35; \quad q_3 = 3,8\%, \quad q_4 = 0,84\%; \quad CO_2 = 14\%, \quad O_2 = 5,9\%_{10};$$

$$\eta_m = 100 - (3,8 + 1,2) = 95; \quad B_h = 220 \text{ кг/час.}$$

$$V_{CO_2} = \frac{C_p}{0,54(CO_2 + CO)} = \frac{35}{0,54 \cdot 14,84} = 4,36 \text{ м}^3/\text{кг.}$$

$$V_{H_2O} = \frac{9H_p + W_p}{100 \cdot 0,805} = \frac{9 \cdot 4,3 + 30}{100 \cdot 0,805} = 0,86 \text{ м}^3/\text{кг.}$$

$$V_g = 4,36 + 0,86 = 5,22 \text{ м}^3/\text{кг.}$$

Скорость газов в дымогарных трубках:

$$W'_0 = \frac{5,22 \cdot 220}{3000 \cdot 0,202} = 1,58 \text{ м/сек.}$$

Весовая скорость  $\gamma W'_0 = 1,58 \cdot 1,33 = 2,1 \text{ м/сек.}$

Коэффициент теплопередачи в дымогарных трубках:

$$K_d = 7,5(\gamma W'_0)^{0,8} = 7,5 \cdot 1,81 = 13,6 \text{ кал/м}^2\text{час.}^{\circ}\text{C.}$$

Температура газов, входящих в дымогарные трубки котла:

$$T_2 = 310 \left( \frac{B_h \cdot 7000}{H_m} \right)^{0,3} = 310 \left( \frac{93}{4,6} \right)^{0,3} = 310 \cdot 2,46 = 760^{\circ} \text{C.}$$

Для дальнейших расчетов пользуемся уравнением тепла:

$$Q = MT + NT^2$$

и уравнением теплопередачи:

$$(M + 2Nt_k) \cdot 2,3 \lg \frac{T_2 - t_k}{T_3 - t_k} + 2N(T_2 - T_3) = K_d H_d.$$

Коэффициенты  $M = B_h' Gc$  и  $N = B_h' Gb\lambda$ .

$B_h'$  — фактически сгоревшее топливо:

$$Gbc = 0,55 \cdot \frac{C}{CO_2 + CO} + 0,0021C + 0,0400H + 0,0045W.$$

$$Gb\lambda = 0,0000445 \frac{C}{CO_2 + CO} + 0,0000013C + 0,0000044H + 0,0000005W.$$

Определим указанные коэффициенты для данного состава топлива и газов, имеем:

$$Gbc = 1,68; \quad Gb\lambda = 0,000184;$$

$$M = 0,96 \cdot 1,68 \cdot 220 = 355; \quad N = 0,66 \cdot 0,000184 \cdot 220 = 0,039.$$

Из уравнения:

$$(M + 2Nt_k) \cdot 2,3 \lg \frac{T_2 - t_k}{T_3 - t_k} + 2N(T_2 - T_3) = K_d H_d$$

имеем:

$$(355 + 0,078 \cdot 191) \cdot 2,3 \lg \frac{760 - 191}{T_3 - 191} + 0,078 \cdot (760 - T_3) = 13,6 \cdot 16,15 = 220,$$

откуда  $T_3 = 520$ .

## Тепловой баланс котла

Расход тепла на обогревание рубашки — 2<sup>0</sup>/<sub>0</sub> всего тепла топлива, потеря тепла котлом в окружающую среду — 3<sup>0</sup>/<sub>0</sub>; потеря топкой — 5<sup>0</sup>/<sub>0</sub>.

Тепло сгорания топлива  $Q_0 = 220 \cdot 2950 = 650\,000$  кал/час.

Потери котлом и топкой — 10<sup>0</sup>/<sub>0</sub>, т. е. 65 000 кал/час.

Потеря с уходящими газами:  $Q_2 = MT + NT^2 = 194\,600$  кал/час — 30<sup>0</sup>/<sub>0</sub>.

Тепло, пошедшее на получение пара в котле:

$$Q_1 = Q_0 - Q_2 = 650\,000 - (194\,600 + 65\,000) = 390\,400 \text{ кал};$$

$t$  питательной воды 70° С;  $i_x = 651$  кал/кг.

Количество снимаемого пара с котла  $D = \frac{390400}{651 \cdot 70} = 670$  кг/час.

Расход пара на обогрев рубашки — 30 кг/час.

Количество пара, проходящего через пароперегреватель:

$$D = 670 - 30 = 640 \text{ кг/час.}$$

Температура перегретого пара  $t_n = 330^\circ \text{ С}$ ,

$$i_n = 742,2 \text{ кал/кг}; \quad i_k = 651,0 \text{ кал/кг}; \quad x = 0,97.$$

Потеря дымовой коробкой принимается в 2<sup>0</sup>/<sub>0</sub>, т. е. 13 000 кал/час.

Количество тепла на осушку пара и перегрев в час:

$$Q_n = 640(742,2 - 651) = 58\,300 \text{ кал/час}$$

потеря коробкой — 13 000 кал/час

---

всего 71 300 кал/час

Количество тепла, покидающего котел, должно равняться:

$$194\,600 - 71\,300 = 123\,300 \text{ кал/час} = 19\frac{0}{0}.$$

Определим температуру уходящих газов после пароперегревателя из уравнения:

$$MT_3' + NT_3'^2 = 355T_3' + 0,039T_3'^2 = 123\,300 \text{ кал/час.}$$

Находим  $T_3' = 335^\circ \text{ С}$ .

Таким образом, получается к. п. д. котла — 60<sup>0</sup>/<sub>0</sub>; тепло, использованное пароперегревателем — 9<sup>0</sup>/<sub>0</sub>; потери 19 + 12 = 31<sup>0</sup>/<sub>0</sub>.

Напряжение котла  $\frac{D}{H_k} = \frac{670}{20,72} = 32,4$  кг/м<sup>2</sup> час.

2. Топливо — донецкий уголь (спекающийся) состава:

$$C_p = 73,3\%, \quad H_p = 4,3\%, \quad O_p = 2,4\%, \quad N_p = 0,8\%, \quad S_p^a = 1,7\%,$$

$$W_p = 4\%, \quad A_p = 13,5\%; \quad Q_p^x = 7000 \text{ кал/кг.}$$

Потери в топке:  $q_3 = 4\%$ ;  $q_4 = 4\%$ ;  $q_5^m = 2\%$ ; всего 10%.

Берем  $\alpha = 1,5$ .

Состав продуктов сгорания:

$$\text{CO}_2 = 11,1\%; \quad \text{CO} = 1,2\%; \quad \text{O}_2 = 7,7\%; \quad \text{N}_2 = 80\%.$$

Количество топлива, расходуемое в час:  $B_h = 93$  кг (7000 кал/кг).

Определяем коэффициенты  $M$  и  $N$ :

$$M = 294; N = 0,3088.$$

$$V_{c.z.} = 11 \text{ м}^3/\text{кг}; V_{a.n.} = 0,53 \text{ м}^3/\text{кг}; V_2 = 11 + 0,53 = 11,53 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Скорость газов в дымогарных трубках:

$$W_0 = \frac{85 \cdot 5,11 \cdot 53}{3000 \cdot 0,202} = 1,355 \text{ м/сек.}$$

Весовая скорость:

$$\gamma W_0 = 1,33 \cdot 1,355 = 1,8 \text{ м/сек.}$$

Коэффициент теплопередачи дымогарных трубок:

$$K_d = 7,5 (\gamma W_0)^{0,8} = 7,5 \cdot 1,6 = 12 \text{ кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{C}.$$

Температура газов, входящих в дымогарные трубки:

$$T_2 = 310 \left( \frac{B_h \cdot 7000}{H_m} \right)^{0,3} = 310 \left( \frac{93}{4,6} \right)^{0,3} = 760^\circ \text{C}.$$

Из уравнения

$$(M + 2Nt_k) \cdot 2,3 \lg \frac{T_2 - t_k}{T_3 - t_k} + 2N(T_2 - T_3) = K_d H_d = 12 \cdot 16,5 = 194$$

определяем температуру газов за котлом  $T_3 = 510^\circ \text{C}$ .

Определяем количество тепла, покидающего котел:

$$Q_2 = MT_3 + NT_3^2 = 158\,000 \text{ кал/час} = 24,3\%.$$

Тепло сгорания топлива  $Q_0 = 7000 \cdot 93 = 651\,000$  кал/час.

Принимая потери котлом в окружающую среду 3%, на рубашку 2%, имеем всего потерь в котле:  $4 + 4 + 2 + 5 = 15\%$ , т. е. 97 650 кал/час.

Таким образом на получение пара идет тепла:

$$651\,000 - (158\,000 + 97\,650) = 395\,350 \text{ кал/час.}$$

Количество пара с котла  $D = \frac{395350}{651-70} \approx 675$  кал/час,

то есть котел даст пара такое же количество, как и на дровах.

К. п. д. котла  $\eta_k = 60,7\%$ . Таким образом, и на каменном угле будем иметь почти тот же коэффициент полезного действия.

Проект локомобильного котла Наркомтяжмаш направил Центральному котлотурбинному институту на отзыв и получил следующее заключение:

«Котел системы проф. Волского представляет собой конструкцию локомобильного котла с топкой в жаровой трубе. Подобного рода конструкции локомобильных котлов выпускала фирма Вольф, применявшая штампованные трубные доски и волнистые жаровые трубы, скрепленные друг с другом и с наружной обечайкой заклепками. Отличительная особенность рассматриваемой конструкции котла системы проф. Волского заключается в том, что в ней полностью устранены штампованные детали и волнистые жаровые трубы, а также произведена замена клепки сваркой, в связи с чем технологический процесс изготовления такого котла по сравнению с конструкцией Вольфа значительно упрощен и становится при единичном выпуске доступным для

мастерских с несложным оборудованием. Исключением в данном случае является сальник-компенсатор, предназначенный для компенсации термических удлинений, требующий квалифицированного изготовления и тщательной сборки.

Транспортировка такого котла особых затруднений не вызывает и может быть осуществлена по железной дороге, на автомашине соответствующей грузоподъемности. Однако для частых перебросок с места на место, ввиду наличия сальника-компенсатора, являющегося одновременно и опорой для жаровой трубы, такая конструкция не приспособлена.

При частых перебросках по шоссейным и проселочным дорогам, а также при постоянной тряске во время работы неизбежны расстройств сальника и нарушение его плотности. Надежность сальника для локомотива вызывает серьезные сомнения, так как условия его работы на локомотиве не сравнимы с условиями работы на речных судах, где котел жестко связан с корпусом судна и не подвергается систематической тряске во время работы из-за раздельной установки с машиной.

Тепловые расчеты или расчет о теплотехнических испытаниях не предусмотрены, поэтому оценка теплотехнических качеств котла может быть только сравнительная с аналогичными конструкциями локомотивных котлов.

Топка, помещенная непосредственно в жаровой трубе, предопределяет размеры решетки и топочного объема. Напряжение решетки при заданной производительности котла, составляющее около  $500 \times 10^3$  ккал/м<sup>2</sup>, находится в допустимых размерах. Однако объем топочного пространства, расположенного непосредственно над решеткой, и особенно высота его, сильно зажаты, что обычно для котлов подобной конструкции.

Для сжигания низкосортных топлив с повышенной влажностью, даже для свежесрубленных дров, такая топка не приспособлена, — требуется устройство выносной.

Длина дымогарных трубок, образующих конвективную часть поверхности нагрева, составляет 1100 мм. Развитие этой части котла в целях повышения к. п. д. требует удлинения труб, следовательно, и котла.

Пароперегреватель размещается за котельной поверхностью в зоне низких температур, и снижение температуры за котлом приводит к увеличению поверхности нагрева пароперегревателя.

Размещение перегревателя в дымовой коробке, как это обычно выполняется в локомотивах, предопределяет его конфигурацию и делает его чрезвычайно сложным в изготовлении.

При существующей компоновке элементов котла и заданных поверхностях нагрева температура уходящих газов, так же как и в аналогичных конструкциях локомотивных котлов, должна составлять около 450—470° С.

Дальнейшее понижение температуры уходящих газов (повышение к. п. д.) требует удлинения котла.

В современных конструкциях водотрубных котлов такой производительности уже достигнуты значительно более низкие температуры уходящих газов, доходящие до 350—380° С.

Известны конструкции водотрубных котлов, приспособленных для транспортировки, которые не только по теплотехническим, но и по производственным показателям являются более прогрессивными, чем данная конструкция.

Котел системы проф. Волского по удельному расходу металла стоит на уровне старых локомотивных котлов. Удельный расход ме-

талла в нем составляет при заданных размерах около 5,3 кг на килограмм производимого пара.

Следует заметить, что толщина листа наружной обичайки 8 мм взята без учета прочности сварного шва и для стали с временным сопротивлением в 42 кг/мм<sup>2</sup>.

Для обычной котельной стали с сопротивлением разрыву в 36 кг/мм<sup>2</sup>, с учетом коэффициента прочности сварного шва, толщина обичайки должна быть доведена до 10 мм, по крайней мере. При этом удельный расход металла еще более повысится и составит около 5,6 кг/кг. Удельный расход металла в современных котлах, значительно более экономичных в тепловом отношении, колеблется в пределах 3,5—4 кг/кг.

Для изготовления котла системы проф. Волского требуется около 1800 кг дефицитного котельного листа, а для такого же котла более рациональной конструкции расход котельного листа не превосходит 800—850 кг.

Наружная обичайка рассматриваемого котла весит около 1200 кг, и ее перемещение и кантовка немислимы вручную. Поэтому даже при наибольшем серийном выпуске цех производства барабанов должен обязательно обслуживаться краном. Длина качественных сварных швов составляет в данной конструкции около 40—50 пог. метров. Их выполнение без автоматической сварочной машины при серийном выпуске тоже составит не малые затруднения.

Переход на более высокое давление требует увеличения толщины обичайки и жаровой трубы, что также связано с дополнительным расходом металла. В водотрубных котлах повышение давления весьма незначительно влияет на увеличение веса.

Все вышесказанное позволяет сделать вывод:

Применение приварных плоских трубных решеток и днищ, увеличение объема сварочных работ и введение специального сальника-компенсатора делают доступным изготовление единичных котлов системы проф. Волского для заводов, не имеющих прессового хозяйства.

Наличие сальника-компенсатора понижает эксплуатационную надежность локомобильного котла.

По теплотехническим весовым показателям котел системы проф. Волского находится на уровне устаревших локомобильных котлов, производимых нашими заводами.

Так как развитие современного локомобилестроения должно базироваться на прогрессивной современной конструкции котла, то к серийному выпуску для локомобилей котел устаревшей конструкции не может быть рекомендован:».

В ответ на отзыв ЦКТИ мною было сообщено Наркомтяжмашу следующее:

«Считаю долгом указать, что возражения ЦКТИ против серийного выпуска котлов моей системы неосновательны.

ЦКТИ указывает, что серийный выпуск котлов моей системы потребует наличия крана в цехе для производства барабанов, вызовет затруднение по изготовлению сальника и сварке швов (так как сварка швов потребует сварочной машины), что котел не приспособлен для частых перебросок с места на место ввиду наличия сальника, так как сальник при систематической тряске будет терять герметичность.

Затем указывается, что велик удельный расход металла на килограмм производимого пара, при этом изготовление котла будет требовать расхода «дефицитного» котельного листа, и что теплотехнические характеристики предлагаемого котла стоят не выше теплотехнических характеристик существующих локомобильных котлов.

Я удивлен тем, что препятствием к серийному выпуску котлов моей системы служит необходимость иметь подъемный кран в цехах, изготовляющих барабаны, так как я предполагал, что по этому типу будут строиться котлы как на 75 НР, так и выше и ниже, а потому само собой кран будет нужен. Таким образом, на мой взгляд, это соображение ЦКТИ никак не может служить основанием к отказу от серийного выпуска котлов.

Затруднений по изготовлению сальника при наличии допусков  $+1,0-1,5$  мм не должно быть.

Не должно быть и затруднений, наоборот, будет один лишь выгрыш от замены клепки сваркой; что сварка швов при массовом изготовлении котлов потребует сварочной машины, само собой понятно и законно.

Что касается переброски котла с места на место, то она расстройству сальникового устройства не вызовет, о чем можно судить из опыта длительной транспортировки по железной дороге одного из судовых котлов моей системы, а также многолетней эксплуатации нескольких котлов, установленных на судах, где они не связаны жестко с корпусом судна (как было указано в отзыве), а будучи свободно положены на опоры, воспринимают вибрацию судна.

Расстройства сальникового устройства при работе локомотива быть не может, так как жаровая труба при рабочем состоянии котла почти не создает на сальнику нагрузки, так как она по закону Архимеда находится в котле наплаву.

Удельный расход металла на один килограмм пара в запроектированном мною котле составляет  $2900 : 640 = 4,5$  кг/кг пара, что не является высоким и стоит ниже по сравнению с существующими локомотивными котлами, при этом при снятии больших напряжений в материале как бочки, так и топки котла, происходящих из-за разности температур топки и бочки, можно идти на дальнейшее снижение толщин как той, так и другой.

Что касается того, что технические характеристики предложенной конструкции котла якобы стоят на уровне устаревших локомотивных котлов, то увеличенный объем топочного пространства с наличием камеры догорания и увеличения по сравнению с существующими котлами площади колосниковой решетки говорят о том, что предлагаемый котел будет в теплотехническом отношении более выгоден, чем существующие локомотивные котлы.

При этом при работе локомотивного котла на первом плане стоят не сверхвысокие теплотехнические показатели, а надежность действия локомотива, простота обслуживания и простота изготовления.

Если же принять во внимание, что в предлагаемых локомотивных котлах моей системы:

- 1) будет отсутствовать течь дымогарных трубок;
- 2) будет отсутствовать течь топочных связей, при этом эта деталь, приносящая одни лишь неприятности как в процессе производства, так и в процессе эксплуатации, исчезнет из котла;
- 3) исчезнут в материале топок и бочек большой величины температурные напряжения, а следовательно, котлы не будут иметь ни трещин, ни расстройств швов;
- 4) упростится и снизится по трудоемкости изготовление котла, так как в котлах моей системы устранены заклепки, связи, штампованные днища и другие штампованные детали;
- 5) эксплуатация котла будет во много раз совершеннее и в то же время проще в сравнении с существующими локомотивными котлами, а тем более со всей проектируемыми локомотивами с вертикаль-



ными водотрубными котлами, у которых одна смена кипяtilьных трубок будет вызывать весьма частые простои, не говоря уже о потребности в дополнительных установках по очистке воды.

А потому я считаю, что предлагаемая мною конструкция локомотивного котла с сальниковой топкой без топочных связей не только пригодна для изготовления единичных котлов на заводах, не имеющих прессового хозяйства, как пишет в своем заключении ЦКТИ, а, наоборот, требует быстрейшего внедрения в серийное производство при изготовлении локомотивов всех марок от 20 до 350 НР, и я жду от Технического отдела Наркомтяжмаша в дополнение личной беседы с нами, имевшей место в августе 1943 года, распоряжения о выпуске в производство в качестве первой партии 50 котлов моей системы, что при благополучной работе даст основание к переходу к постройке и паровозных котлов с сальниковыми топками без топочных связей».

В ответ на настоящее заявление Технический отдел Наркомтяжмаша принял решение о поручении нам проекта локомотивного котла для 20 НР для серийного изготовления.

Проект локомотивного котла для 20 НР нами был выполнен и в июне месяце 1944 года рассмотрен на заседании Технического Совета Наркомтяжмаша. Было постановлено изготовить три опытных котла и после испытаний при удовлетворительных данных перейти к серийному выпуску.

Даты	Время в мину- тах от начала опыта	Время	Показания экстензометров, установленных в								
			ч.—м.	1	2	3	4	5	6	7	8
6/10		10—20	0	0	0	0	0	0	0	0	0
6/10	10	10—30	0	0	0,2	0,25	0	0,5	0	0	0
6/10	17	10—37	0,5	0,2	0,8	0,3	0,4	1	0	0,1	0,1
6/10	25	10—45	0,9	0,5	1	0,5	0,5	1	0,4	0,4	0,4
6/10	40	11—00	7,5	0,6	1,7	0,9	0,9	1,9	1,0	1,2	1,2
6/10	55	11—15	2	0,9	2,1	1,3	1,2	2,2	1,5	1,8	1,8
6/10	70	11—30	2,8	1	2,7	1,8	1,7	2,9	2,4	2,2	2,2
6/10	85	11—45	3	1,4	3,1	2,1	2	3,1	2,6	2,8	2,8
6/10	100	12—00	3,4	1,9	3,8	2,5	2,8	3,9	3,2	3,3	3,3
6/10	105	12—05	3,4	2	3,9	2,8	3	4	3,6	3,6	3,6
6/10	110	12—10	3,4	2,2	4,1	2,8	3,1	4,1	3,9	3,8	3,8
6/10	115	12—15	3,4	2,5	4,2	3	3,3	4,3	4	3,9	3,9
6/10	120	12—20	3,2	2,5	4,5	3,4	3,9	4,8	4,2	4,1	4,1
6/10	135	12—35	3,2	2,6	5	4	4,4	5,1	4,9	4,9	4,9
6/10	150	12—50	3,2	2,9	5,5	4,5	5	5,8	5,2	5,1	5,1
6/10	165	1—05	3,2	3	6,1	5	5,5	6,1	6	5,6	5,6
6/10	170	1—10									
6/10	200	1—40	3,2	2,8	6	5,1	5,5	6	6	5,8	5,8
6/10	215	1—55	3,2	2,8	6,1	5,3	5,8	6,1	6	5,9	5,9
6/10	225	2—10	3,2	2,8	6,3	5,4	6	6	6	6	6
6/10	245	2—25	3,2	2,9	6,4	5,4	5,9	6,2	6,2	6	6
7/10		7—30	2,25	1,8	4,7	4	4	4,5	4,6	4,6	4,6
7/10		9—15	1,3	1	2,3	2,1	2,1	2,2	2,4	2,3	2,3
7/10		14—15	1,1	0,9	2	1,8	1,7	1,9	2	1,9	1,9
8/10		8—15	0,5	0,5	1,1	1	0,9	1,1	1,1	1,1	1,1
8/10		15—45	0,4	0,4	0,9	0,9	0,8	0,9	0,9	0,9	0,9
9/10		9—00	0,25	0,25	0,6	0,6	0,4	0,6	0,7	0,7	0,7
9/10		14—00	0,2	0,2	0,5	0,5	0,3	0,5	0,6	0,5	0,5
10/10		9—15	0,15	0,15	0,3	0,3	0,1	0,3	0,3	0,3	0,3
10/10		15—15	0,15	0,15	0,2	0,2	0,1	0,2	0,3	0,2	0,2
11/10		8—30	0,1	0,1	0,2	0,2	0	0,2	0,2	0,2	0,2
13/10		8—20	0	0	0	0	0	0	0	0	0
14/10		8—20	0	0	0	0	0	0	0	0	0
15/10		12—00	0	0	0	0	0	0	0	0	0

Остановка котла

различных точках котла, находящегося в паросиловой лаборатории ГИИВТ

9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0,25	0,5	0	-1	0	0,25	0	0,25	0,5	0	-0,25
0,4	1,2	0,3	-1,1	0,3	0,8	0	0,3	1	-0,1	0,5
0,4	2	-0,9	-2	0,75	1,5	0	0,3	1,2	0	-1
1,5	2,9	-1,4	-2	1,2	2,3	0	0,5	2	0	-1
1,7	3,1	-1,4	-2	1,6	2,8	-0,4	0,8	2,2	0,5	-0,5
1,9	3,2	-0,3	-2	2	2,9	-0,4	0,9	2,4	0,7	0,4
2	3,4	-0,3	-0,4	2,2	3,1	-0,3	0,9	2,8	1,1	0,5
2	3,1	0	0,4	2,6	3,3	-0,3	0,9	2,9	1,0	1
1,9	3	0	0,8	2,8	3,3	-0,3	0,9	2,9	1,9	1,1
1,8	2,8	0,2	1,1	3	3,1	-0,3	0,9	2,8	1,7	1,5
1,6	2,3	0,8	1,6	3	2,8	-0,3	0,9	2,7	1,9	1,9
1,4	2,3	1	2	3,1	1,9	-0,3	0,8	2,5	2	2,2
0,8	1,3	1,8	2,6	3,1	1,6	-0,3	0,5	2,1	2,4	2,9
0,2	1,2	2	3	3,2	1,5	-0,3	0,7	2,1	2,8	3,5
0,4	1,2	2,4	3,1	3,6	1,2	-0,3	0,8	2,1	4	3,5

в связи с выгребом углей и спуском пара

0,3	0,9	2,3	3,6	3,8	1,6	-0,4	-0,8	2	2,9	4
0,2	0,8	1,8	3,6	3,9	1,6	-0,4	0,7	1,8	3	4
0,1	0,9	2	3,5	3,9	1,6	-0,4	0,8	1,9	3	4
0,2	0,9	2,1	3,3	3,9	1,8	-0,4	0,7	1,9	3	4
0,1	1,1	1,2	2	3	1,6	-1	0,2	1,2	1,2	3,1
0,3	0,9	0,4	0,6	1,3	1	-0,3	0,1	0,5	0,4	0,5
0,4	0,8	0,2	0,3	1,1	0,8	-0,2	0,1	0,4	0,3	0,4
0,4	0,5	0	0,6	0,6	0,5	0	0,1	0,1	0,1	-0,2
0,3	0,4	-0,2	-0,6	0,5	0,4	-0,1	0	0,1	0	-0,2
0,2	0,2	-0,2	-0,5	0,3	0,2	0	0	0,1	0	-0,2
0,2	0,1	-0,2	-0,5	0,3	0,1	0	0	0	0	-0,2
0,1	0	-0,2	-0,3	0,1	0	0	0	0	0	-0,1
0,1	0	-0,2	-0,2	0,1	0	0	0	0	0	-0,1
0,1	0	-0,1	-0,2	0	-0,1	0	0	0	0	-0,1
0	-0,1	-0,2	-0,1	0	-0,2	0	0	0	0	0
0	-0,1	-0,2	0	0	-0,2	0	0	0	0	0
0	-0,1	-0,2	0	0	-0,2	0	0	0	0	0

Показания экстензометров, установленных в различных точках котла, находящегося в паросиловой лаборатории ГИИВТ							Определение		
							$\sum = 2 + \frac{4+5}{2}$	$\sum = 4 + \frac{8+6}{2}$	$\sum = 21 + 17$
20	21	22	23	24	25	26			
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0,25	0	0	0	0,25	0	0,12	0,35	0,75
0,4	0,75	0	0	-0,2	0,3	0,2	0,55	0,4	1,75
0,7	1	0	0	-0,3	0,3	0,3	1	1,9	2,2
1,1	1,5	0	0	-0,3	0,2	0,8	1,5	3,3	3,5
1,35	1,7	0,2	0	0,1	-0,1	1,1	2,15	4,15	3,9
1,7	2	0,1	0	0,9	-0,2	2	2,75	5,6	4,4
2	2	0,2	0	1,3	-0,3	2,3	3,45	6,1	4,8
2,3	2,1	0,3	0	1,5	-0,3	2,2	4,55	7,25	5
2,4	2,1	0,3	0	1,6	-0,2	1,9	4,9	7,35	5
2,5	2,1	0,3	0	1,5	-0,3	1,8	5,15	7,5	4,9
2,5	1,9	1,1	0	1,5	-0,1	1,7	5,65	7,55	4,6
2,5	1,6	0	0	1,4	-0,1	1,6	6,15	7,85	4,1
2,8	1,5	0	0	1,4	-0,1	1,8	6,8	8,25	3,6
3,2	1,4	-0,2	0	1,4	-0,1	1,8	7,65	8,85	3,5
3,5	1,6	-0,2	0	1,7	-0,1	1,8	8,25	9,3	3,7
Остановка котла в связи с выгре									
3,8	1,6	-0,3	0	1,2	-0,1	1,7	8,1	9,2	3,6
3,8	1,6	-0,4	0	1,3	-0,2	1,5	8,35	9,3	3,4
3,9	1,8	-0,4	0	1,7	-0,1	1,6	8,5	9,35	3,7
3,9	1,8	-0,4	0	1,6	-0,1	1,6	8,55	9,5	3,7
4,1	1,6	0	0,4	0,7	0	0,8	5,8	6,85	3,8
1,1	0,9	0,3	0,7	-0,3	0,3	-0,1	3,1	3,5	1,4
0,9	0,8	0,2	0,7	-0,3	0,4	-0,3	2,6	3	1,2
0,4	0,6	0,3	0,7	-0,4	0,4	-0,7	1,4	1,6	1,7
0,4	0,5	0,2	0,7	-0,3	0,2	-0,7	1,2	1,3	0,6
0,3	0,3	0,2	0,7	-0,2	0,2	-0,7	0,75	0,85	0,4
0,2	0,3	0,2	0,7	-0,2	0,2	-0,7	0,6	0,7	0,3
0,2	0,3	0,2	0,7	-0,2	0,2	-0,8	0,35	0,45	0,3
0,1	0,3	0,2	0,7	-0,2	0,2	-0,8	0,3	0,35	0,3
0	0,2	0,2	0,7	-0,2	0,2	-0,8	0,2	0,3	0,2
0	0	0	0,5	-0,1	0,1	-0,5	0	0	0
0	0	0	0,3	-0,2	0,2	-0,2	0	0	0
0	0	0	0,3	-0,2	0,1	-0,2	0	0	0

удлинения котла в различных направлениях

$\sum = 10 + \frac{1}{4}$	$\sum = \frac{10+14+21+17}{4}$	$\sum = \frac{12+19}{2}$	$\sum = \frac{13+20}{2}$	$\sum = \frac{11+18}{2}$	$\sum = 1+7$	$\sum = \frac{15+22}{2}$	$\sum = \frac{9+16}{2}$	$\sum = 7 \frac{5+4}{2}$	Равны
0	0	0	0	0	0	0	0	0	—
0,75	0,38	-0,68	0	0	0	0	0,25	-0,25	—
2	0,94	-0,8	0,35	-0,2	0,5	0	0,35	-0,35	—
3,5	1,4	-1,5	0,73	-0,45	1,3	0	0,5	-0,1	—
5,2	2,2	-1,5	1,15	-0,7	2,5	0	0,9	0,1	—
5,9	2,45	-1,2	1,5	-0,45	3,5	-0,1	1,12	0,25	—
6,1	2,6	-0,65	1,85	0,2	5,2	-0,15	1,4	0,65	0,2
6,5	2,8	-0,05	2,1	0,4	5,6	-0,05	1,45	0,6	1,2
6,4	2,85	0,7	2,45	0,8	6,6	0	1,4	0,6	2,2
6,3	2,82	0,9	2,6	0,9	6,9	0	1,4	0,6	2,6
5,9	2,7	1,3	2,7	0,9	7,3	0	1,3	1	2,85
5,1	2,4	1,7	2,4	1,3	7,4	0,4	1,2	0,9	3,75
4,2	2,1	2,1	2,8	1,5	7,4	-0,15	1,1	0,6	3,45
2,9	1,6	2,7	2,9	2,1	8,1	-0,15	0,6	0,7	4,5
2,7	1,5	3,2	3,2	2,4	8,4	-0,25	0,45	0,5	6
2,4	1,5	3,3	3,5	1,4	9,2	-0,25	0,6	0,8	7,75

бом углей и спуском пара

2,5	1,5	3,8	3,8	2,6	9,2	-0,3	0,5	0,7	7,5
2,4	1,4	3,8	3,8	2,4	9,2	-0,4	0,4	0,5	7,5
2,5	1,5	3,7	3,9	2,5	9,2	-0,4	0,4	0,3	7,9
2,7	1,6	3,6	3,9	2,5	9,4	-0,4	0,4	0,4	8,3
2,7	1,4	2,5	3,5	1,2	6,85	-0,2	0,05	0,5	2,25
1,9	0,8	0,5	1,2	0,4	3,7	0	0,2	0,3	—
1,6	0,7	0,3	1	0,25	3,1	0	0,25	0,3	—
1	0,4	-0,4	0,5	0,05	1,6	0,15	0,25	0,2	—
0,8	0,35	-0,4	0,4	-0,1	1,3	0,05	0,15	0,1	—
0,4	0,2	-0,35	0,3	-0,1	0,95	0,1	0,1	0,2	—
0,2	0,1	-0,35	0,2	-0,1	0,8	0,1	0,1	0,2	—
0	0,07	-0,2	0,15	-0,1	0,45	0,1	0,05	0,1	—
0	0,07	-0,15	0,1	-0,1	0,45	0,1	0,05	0,15	—
-0,1	0,02	-0,15	0	-0,05	0,3	0,1	0,05	0,1	—
-0,3	0,07	-0,05	0	-0,1	0	0	0	0	—
-0,3	0,07	0	0	-0,1	0	0	0	0	—
-0,3	0,07	0	0	-0,1	0	0	0	0	—

Температура стенок котла в различных

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
13	13	14	14	14	14	14	14	13	13	13	13
15	15	17	17	18	17,5	18	18	15	16	17	15
15	15	23	30	33	29	30	27	17,2	19,5	22	15,5
15	15	38	40	44	40	41	38	19	25	29	16,5
16	16	58	63	66	62	69	64	32	42	43	19
17	18	75	79	85	79	74	80	55	65	79	23,5
20	19,5	92	92	103	95,5	93	91	87	97	95	28,5
23	22	103	107	114	107	104	107	115	107	106	34
38	28,5	111	118	120	112	113	113	135	129	127	55
—	38	114	120	122	119	115	119	138	130	127	65
48	50	115	121	125	120	117	120	140	140	125	90
58	58	117	123	127	122	118	122	143	140	136	100
67	74	119,5	125	129	124	120	124	145	143	140	110
86	86	124	130	135	123,5	125	130	152	147	148	118
93	90	133	137	142	134,5	134	138	152	148	148	125
98	92	141	144	149	142	142	139	170	160	160	130
О с т а н о в к а к о т л а в с в я з и с в ы г р е											
100	96	145	145	149	142	142	146	157	160,3	163	135
101	103	—	146	151	143	142	147	168	164	164	138
101	104	—	148	151	143,5	143,5	144	171	165	165	140
103	103	—	147	152	143,5	145	145	173	166	166	135
85	82	—	112	117	110	110	—	126	125	127	98
50	50	70	70	70	69	69	69	74	75	76	60
45	45	62	62	62	62	62	62	64	65	65	53
30,5	30,5	41	41	41	41	41	41	38	38,5	41	35
27,5	27,5	37	37	37	37	37	37	33,5	34	36	32
21,5	21,5	28	28	28	28	28	28	25	25	26	25
21,5	21,5	27,5	27,5	27,5	27,5	27,5	27,5	24	24	25	24,5
17,2	17,2	21	21	21	21,5	21,5	21,5	19	19	19,5	19
17	17	20,5	20,5	20	20,5	21	20,5	19	19	19,5	19
14	14	17	17	16,5	17	17	17	15	15	15,5	16,5
13	14	14	14	13	13,5	14	14	12,5	13	13	13,5
13	14	14	14	13	13,5	14	14	12,5	13	13	13,5
13	14	14	14	13	13,5	14	14	12,5	13	13	13,5

Точки					Температура по пирометру	$\Sigma_1 = \frac{1+2}{2}$	$\Sigma_2 = \frac{3+4+5}{3}$	$\Sigma_3 = \frac{6+7+8}{3}$	$\Sigma_4 = \frac{3+4+5+6+7+8}{6}$	$\Sigma_5 = \frac{9+10+11}{3}$
13	14	15	16	17						
14	14	13	14	13	—	13	14	14	14	13
18	19,5	18	15	13,5	640	15	17,3	17,8	17,5	16
22	31	22	15	14	560	15	28,6	28,6	28,6	20
34	39,5	25	18	15	513	15	40,6	39,6	41	24
54	52,5	25	23	20	620	16	61,6	64,3	63	36
75,5	79,5	31	27	17	580	17,5	79,6	77,6	78,6	67
92	95	38	33	20	600	19,7	95,6	93,1	94,3	93
100,3	107,5	44	38	21	560	22,5	108	106	107	109
110,1	115	83	40	22	500	33,2	116,3	112,6	114,5	130
110,4	117	96	40	23	490	38	118,6	117,6	118,1	132
110,6	118,5	124	40	24,5	460	49	120,3	119	119,6	135
118	120	124	43	24	420	58	122,3	120,6	121,5	140
117	122,5	141	45	25,5	390	70,5	124,5	122,6	123,5	143
123	127,5	148	47	27	360	86	129,6	127,8	128,5	149
128	134	149	47	27	400	91,5	137,3	135,5	136,4	149
134	141	—	48	27	440	95	144,6	141	142,9	163
60 м углей и спуском пара										
137	146,7	—	53	30	180	98	143,3	143,3	143	163
150	144,5	—	54	32	260	102	148,5	144	146	165
142	145,5	—	54	33	180	102,5	149,5	143,6	146,5	167
139	145	—	55	25	340	103	149,5	144,5	147	168
110	110	—	46	31	260	83,5	114,5	110	112	126
70	68	67	35	22	—	50	70	69	69,5	75
62	62	59	31	21,5	—	45	62	62	62	65
41	39	39	21	18	—	30,5	41	41	41	39
37	37	35	21	18	—	27,5	37	37	37	35
28	28	26,5	17	15	—	21,5	23	28	28	25
27	27,5	25	20,5	18,5	—	21,5	27,5	27,5	27,5	24
21,2	21,2	19,5	16,5	14,5	—	17,2	21	21,3	21,5	19
21	20,5	19	16	14,5	—	17	20,3	21	20,5	19
17	17	16	14	13	—	14	16,8	17	17	15
14	13,5	14	14	12	—	13,5	13,6	14	13,8	13
14	13,5	14	14	12	—	13,5	13,6	14	13,8	13
14	13,5	14	14	12	—	13,5	13,6	14	13,8	13

$t^{\circ}$ соответственно атмосферному давлению в котле	$t^{\circ}$ давл. — $t^{\circ}$ воды по заднему термометру	$\Delta t^{\circ}$ наза	$R_2 = \Sigma_0 - t^{\circ}$ наза	$R_2 = \Sigma_4 - t^{\circ}$ наза	$\lambda$ от $\Delta t$	$\lambda$ от $R_2$	$\lambda$ от $R_3$	$\lambda$ от $P$	$\lambda \Delta t + P$	$\lambda_{cp} = (\lambda \Delta t + \lambda_p)$
		0	0	1	0	0	0	0	0	0
		2	1	2,5	0	0,047	0,132		0,094	0,026
		2,5	4,5	13,1	0,023	0,212	0,63		0,117	0,433
		3,5	7,5	23,6	0,069	0,352	0,12		0,163	0,837
		6	17	44	0,188	0,8	2,08		0,292	1,208
		10,5	43,5	55,1	0,376	2,02	2,62		0,470	1,620
60	31,5	15,5	64,5	65,8	0,63	3,05	3,12	0,009	0,733	2,011
104	70	21	75	74	0,89	3,52	3,47	0,056	1	2,1
122,6	67,6	42	75	69,5	1,88	3,92	3,25	0,102	2,076	2,174
128	63	52	67	53,1	2,34	3,14	2,48	0,121	2,555	2,345
131	40	77	45	29,6	3,52	2,12	1,39	0,132	3,746	1,404
140	40	87	30	21,5	3,98	1,42	1,01	0,174	4,246	1,314
137,5	27,5	97	33	13,5	4,45	1,54	0,635	0,160	4,704	1,446
147	29	105	21	10,5	4,84	0,98	0,495	0,209	5,143	1,657
158	83	112	24	11,4	5,15	1,13	0,535	0,279	5,523	2,127
168	38	117	33	12,8	5,4	1,54	0,61	0,360	5,854	2,396
Остановка котла в связи с выгре										
166,8	31,8	122	28	8	5,63	1,38	0,376	0,351	6,076	2,026
166,8	28,8	125	27	8	5,76	1,26	0,376	0,351	6,104	2,245
169	29	127	27	6,5	5,86	1,26	0,305	0,367	6,321	2,279
171	36	122	38	12	5,63	1,54	0,585	0,384	6,108	2,442
123	25	85	28	14	3,9	1,38	0,66	0,103	4,124	1,676
		47	15	95	2,12	0,7	0,446		2,214	0,886
		40	12	9	1,78	0,61	0,426		1,874	0,726
		22	4	6	0,94	0,188	0,282		1,034	0,366
		19	3	5	0,8	0,14	0,235		0,394	0,806
		12	—	3	0,47	—	0,14		0,564	0,286
		11,5	0,5	3	0,45	-0,023	0,14		0,544	0,051
		6	0	2,5	0,188	0	0,118		0,282	0,063
		6	0	1,5	0,188	0	0,07		0,282	0,018
		3	-1	1	0,047	0,047	0,047		0,141	0,064
		0,5	-0,5	0,3	-0,07	0,023				
		0,5	-0,5	0,3	-0,07	0,023				
		0,5	-0,5	0,3	-0,07	0,023				



$\Delta I'_{\text{верха}}$	$\lambda \Delta I'_{\text{верха}}$	$\lambda_{\text{в.р.}} + \lambda - (\lambda \Delta t_{\text{в.р.}} + \lambda_{\text{р.}})$	$\lambda_{\text{в.р.}} + \frac{\lambda + \lambda_{\text{р.}}}{2}$	$\Delta I'_{\text{ср}}$	$\lambda \Delta t_{\text{ср}}$	$\lambda_{\text{ср}} - \lambda \Delta t_{\text{ср}} - \lambda_{\text{р.}}$	Ронница	$R_{\text{верха}}$	$R_{\text{ср}}$
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
4	0,189	-0,188	0,161	3,5	0,164	0,184	0,127	0,785	0,9
7	0,330	0,170	1,070	14,6	0,69	0,71	2,2	15,42	3,47
11	0,518	0,792	1,382	26,1	1,215	0,685	4,08	6,75	3,35
23	1,08	1,42	2,22	49	2,3	1	5,94	10,09	4,88
54	2,542	0,958	1,602	64,6	3,04	1,11	7,95	7,83	5,42
80	3,762	1,429	1,829	80,3	3,77	1,829	9,8	8,98	8,88
96	4,512	1,032	1,532	93	4,36	1,684	11,72	7,5	8,21
117	5,492	1,906	1,630	100,5	4,75	2,398	10,6	8,99	11,7
119	5,592	1,178	1,637	104,1	4,9	2,329	11,4	8	11,4
122	5,742	1,384	1,622	105,6	4,95	2,418	7,06	7,9	11,84
127	5,972	1,426	1,504	107,5	5,05	2,426	6,4	7,38	11,9
130	6,142	1,098	1,548	109,5	5,13	2,56	7,1	7,52	12,5
136	6,392	4,499	1,649	114,5	5,4	2,641	8,07	8,05	12,9
136	6,392	1,529	2,179	122,4	5,76	2,811	10,03	—	13,78
150	7,062	1,718	1,849	128,8	6,08	2,82	11,7	9,19	3,8
б о м у г л е й н с п у с к о м п а р а									
150	7,062	1,787	1,787	129	6,1	2,749	9,99	8,73	13,45
152	7,142	1,707	1,807	132	6,21	2,739	10,9	8,83	13,4
154	7,242	1,591	1,719	132,5	6,25	2,724	11,1	8,4	13,55
155	7,292	1,718	1,824	133	6,27	2,846	11,8	8,9	13,9
113	6,322	1,425	1,425	98	4,61	2,137	8,2	6,95	10,44
62	2,912	0,788	0,588	65,5	2,61	0,89	4,34	2,87	4,37
52	2,442	0,658	0,558	48	2,25	0,75	3,55	2,73	3,58
26	1,222	0,578	0,378	27	1,26	0,34	1,79	1,84	1,67
22	1,032	0,268	0,268	23	1,08	0,22	1,49	1,31	1,078
12	0,592	0,358	0,458	14	0,66	0,19	1,4	2,24	0,629
11	0,518	0,172	0,272	13,5	0,635	0,065	0,272	1,33	0,318
6	0,282	0,168	0,168	7,5	0,355	0,095	0,332	0,82	0,415
6	0,282	0,068	0,168	5,5	0,305	0,045	0,087	0,82	0,22
2	0,094	0,206	0,206	3	0,142	0,158	0,332	1,01	0,77
0									
0									
0									

Ч.—м.	Число минут между замерами	Показания экстензометров																						
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23
12—10		0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
12—20	10	0	0	0,6	0,25	0,2	0,6	0,23	0	0	1	0,25	-1	0	0,5	0	0,75	0,5	-0,26	-0,5	0,25	0,5	-0,5	0
12—35	15	0,75	0,5	1	0,75	0,75	1	0,5	0,75	0,25	2,25	-0,5	-1,1*	0,5	1,75	-0,5	1,25	1,25	0,5	-1	0,75	1	-0,75	0
12—45	10	1,5	0,5	1,5	1,25	1	1,75	1	1,25	2	2,75	-2	-2*	1,25	2,5	-0,5	1,5	1,75	-0,5	-1,5	1,25	1,5	-0,75	0
13—05	20	2	1	2,25	1,5	1,5	2	1,75	2	2,5	3,25	-2	-2*	1,75	3	-0,5	1,5	2	0	-1	1,5	1,75	-0,75	0
13—25	20	2,75	1,25	2,75	2	2	2,75	2,5	2,5	2,5	3	-1,5	-2*	2	3	-0,5	1,5	2,26	0,5	-0,25	2	2	-0,75	0
13—40	15	2,75	1,5	3	2,25	2,25	3	2,75	3	2,75	3	-2	-2*	2,25	3	-0,5	1,75	2,5	0,75	0,5	2	2	-0,75	0
13—55	15	3	1,5	3,5	2,5	2,5	3,5	3,25	3,25	2,5	3	-1,25	-0,25	2,75	3,25	-0,5	1,75	2,1	1	1	2,5	2	-0,75	0
14—10	15	3	2	3,25	2,75	3	4	3,75	3,75	2,5	2,5	-0,5	0,5	3	3	-0,5	1,75	2,5	1,25	1,5	2,5	2	-0,5	0
14—25	15	3	2,3	4,5	3,5	3,75	4,25	4	4,5	2	1,5	0,25	2,25	3,25	2	-0,5	1,75	2	1,75	2,5	2,75	1,5	-0,5	0
14—40	15	3	2,5	5	4	4,5	5	4,75	4,75	1,5	1	0,75	2,75	3,25	1,5	-0,5	1,5	1,75	1,75	3	3	1,5	-0,5	0
14—55	15	3	2,5	5,5	4,5	5	5,5	5,25	5,25	1,5	1	1	3	3,5	1,5	-0,5	1,5	1,75	2	3,25	3,25	1,5	-0,5	0
15—10	15	3	2,5	5,75	5	5,25	5,75	5,5	5,5	1,5	1	1	3	4	1,5	-0,5	1,5	1,75	2,25	3,75	3,5	1,5	-0,5	0
15—25	15	3	2,5	6,25	5,25	6	6,25	6	6	1,5	1	1,25	3,5	5	1,5	-0,5	1,5	1,75	2,5	4	4	1,75	-0,5	0
19—25	240	2,9	2,2	5,4	4,6	5	5,25	5,2	5,5	1,25	0,8	0,7	2,8	3,7	1,8	-0,3	1,5	1,25	1	3	3,5	1,6	-0,5	0,25
9—15	830	1,5	2	2,8	2,6	2,6	2,8	2,9	2,8	1,6	0,7	-0,5	1,2	1,7	1,4	-1	1,6	0,5	-0,4	0,7	1,7	1,2	-0,4	1
14—15	300	1	1,1	2,4	2,1	2,1	2,1	2,2	2,2	1,6	0,5	-0,3	0,2	1,2	1,2	-1	1,8	0,4	-0,9	0,1	1,2	1	-0,7	1
8—15	1800	0,4	0,4	1,5	1,2	1,2	1,2	1,25	1,25	2	0,2	-1	0,8	0,9	-0,8	1	0,1	-0,9	-0,5	0,9	0,7	-0,5	1,1	1
15—15	1700	0,2	0,2	1,2	1,1	1,1	1,1	1,15	1,15	1,9	0,1	-1,1	-0,5	0,7	0,9	-0,8	1	0,1	-0,9	-0,5	0,8	0,6	-0,5	1,1
8—10	1600	0,1	0,1	0,9	0,9	0,9	0,9	1	1	1,9	0	-1	-0,5	0,4	0,5	-0,5	1	0	-0,9	-0,5	0,6	0,5	-0,5	1,1
14—30	620	0,1	0,1	0,9	0,9	0,8	0,8	0,9	0,9	1,9	0,1	-1,1	-0,6	0,4	0,5	-0,5	1	-0,1	-1,1	-0,4	0,5	0,5	-0,5	1,1
9—30	19	0,0	0,0	0,7	0,7	0,5	0,5	0,8	0,8	1,9	-0,5	-1,1	-0,5	0,25	0,25	-0,5	1	0,1	-1,1	-0,3	0,4	0,3	-0,5	1,3
8—30	25	0,0	0,0	0,5	0,5	0,4	0,4	0,5	0,5	1,9	-0,5	-1,1	-0,5	0,1	0,2	-0,6	1	0,0	-1,1	-0,2	0,4	0,25	-0,5	1,4

Деформация котла

Показания экстензометров			Деформация котла														Показания термометров, установленных в различных точках котла			
			$\sum \left( 2 + \frac{5+4}{2} \right)$	$\sum \left( 1 + \frac{3+16}{2} \right)$	$\sum (21+17)$	$\sum (10+14)$	$\sum \frac{(10+14+21+17)}{4}$	$\sum \left( \frac{12+19}{2} \right)$	$\sum \frac{13+20}{2}$	$\sum \frac{11+18}{2}$	$\sum \frac{15+22}{2}$	$\sum \frac{9+16}{2}$	$\sum 7 + \frac{4+5}{2}$	Уровень воды	Раги	1				2
24	25	26																		
0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	12	12	12
0	0	0,25	0,22	0,6	1	0,75	0,62	0,75	0,12	-0,25	0	-0,25	0,37	0	0,03	16,1	0	12	14	27
0	0,25	0,25	1,25	1,75	2,25	4	1,56	1,05	0,62	-0,5	-0,62	0,75	-0,25	17,1			13	15	41	
0	0	0,5	1,62	3,12	3	5,25	2,06	-1,75	1,25	-1,25	-0,62	1,75	-0,12	18			15	15	47	
0	0	0,75	2,5	4,12	3,75	6,25	2,25	-1,6	1,62	-1	-0,62	2	-0,12	19,8	0,5	15	17	65		
1	-0,25	2	3,25	5,5	4,25	6	2,31	-1,12	2	-1,5	-0,62	2	0,2	20,7	0,8	21	21	66		
1	-0,25	2	3,75	5,75	4,5	6	2,62	-0,75	2,14	-0,82	-0,62	2,25	0,5	21,4	0,9	22	23	100		
1,25	-0,5	2	4	6,5	4,1	6,25	2,56	0,62	2,62	-0,12	-0,62	2,12	0,75	22,4	1,25	25	—	108		
1,25	0,25	1,5	4,87	6,62	4,5	5,5	2,5	1	2,75	0,37	-0,5	2,12	0,88	23,7	1,85	42	40	110		
1,25	-0,5	1,5	5,92	7,37	3,5	3,5	1,75	2,37	3	1	-0,5	1,88	0,38		2,5	55	50	118		
1,25	0	1,5	6,75	8	3,75	2,5	1,75	2,87	3,12	1,25	-0,5	1,62	0,5		3,45	—	55	125		
1	0	1,5	7,25	8,5	3,25	2,5	1,44	3,12	3,37	1,5	-0,5	1,5	0,5		4,4	62	62	131		
1	0	0,5	7,62	8,75	3,25	2,5	1,44	3,37	3,75	1,62	-0,5	1,5	0,37		5,5	66	66	137		
1	0	1,5	8,12	9,25	9,5	2,5	1,44	3,75	4,5	1,87	-0,5	1,5	0,37		7	69	68	144		
1	0	0	7	8,22	2,85	2,4	1,41	2,9	3,6	0,85	-0,4	1,37	0,4		3,5	72	65	123		
0,1	0,1	0,3	4,6	4,3	1,7	2,1	0,95	0,95	1,7	0,45	-0,7	1,6	0,3			45	44	77		
0	0	0,2	3,2	3,25	1,4	1,7	0,775	0,15	1,2	-0,9	-0,85	1,7	0,1			42	41	65		
-0,2	0,2	1,5	1,6	1,75	0,8	1,1	0,47	-0,5	0,85	-0,95	-0,65	1,5	0,05			30	30	45		
-0,2	0,2	-1,5	1,3	1,35	0,7	1	0,43	-0,5	0,75	-1,0	0,65	1,45	0,05			28	28	41		
-0,2	0,1	-1,5	1,0	1	1,5	0,5	0,25	-0,5	0,5	-0,95	-0,50	1,45	0,1			22,5	22	31		
-0,2	0,1	-1,5	0,985	0,985	0,4	0,4	0,2	-0,5	0,45	-1,1	-0,50	1,45	0,05			22,5	22	29		
0,0	0,0	-1,5	0,6	0,6	0,3	-0,25		-0,4	0,32	-1,1	0,53	1,45	0,2			22	19	23		
0,0	0,0	-1,5	0,45	0,45	0,25	-0,4		-0,35	0,25	-1,1	-0,55	1,45	0,05			17	16	20		

Определение величины температурных деформаций котла															Величины температурных напряжений		
$t^{\circ}_{атм}$	$t^{\circ}_{атм} - t^{\circ}_{воды\ вых}$	$\Delta t^{\circ}_{наз}$	$R_2 = \Sigma_3 - 12 (N)$	$R_3 = \Sigma_4 - 12 (N)$	$\lambda \text{ от } \Delta t$	$\lambda \text{ от } R_2$	$\lambda \text{ от } R_8$	$\lambda \text{ от } P$	$\lambda_{ср} - (\lambda \Delta t + \lambda_p)$	$\Delta t_0$	$\lambda_{ср} + \frac{3+6}{5} - (\lambda \Delta t_0 + \lambda_p)$	$\Delta t_{ср}$	$\lambda \Delta t_{ср}$	$\lambda_{ср} + \frac{3+6}{5} - (\lambda \Delta t_{ср} + \lambda_p)$	$P_{наз} \text{ кг/мм}^2$	$P_{ср} \text{ кг/мм}^2$	$P_{ср} \text{ кг/мм}^2$
81	69	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0,38	2	0,063
93	81	1	1	9	0,14	0,047	0,421	0,08	4	0,189	0,411	12	0,567	0,013	5,32	6	4,4
96,2	84,2	8	8	24	0,14	0,376	1,128	1,09	11	0,52	1,23	18	0,847	0,903	6	4,4	4,4
105	93	12	10	34	0,564	0,47	1,5	1,056	32	1,513	1,607	46	2,17	0,95	5,13	7,82	4,65
117	105	13	56	56	0,601	2,63	2,63	0,023	71	3,368	0,739	70,5	3,32	0,777	9,09	3,8	3,8
127	115	20	70	61,5	0,94	3,29	2,9	0,037	90	4,257	1,206	81,5	3,85	1,513	11,0	5,88	7,38
137	125	25	64	66,3	1,22	3,02	3,12	0,0416	96	4,540	1,1684	91,3	4,3	1,318	12,1	5,7	6,41
146,3	133,3	43	62	55	2,22	2,21	2,68	0,056	105	4,966	1,478	98	4,62	1,824	9,3	7,15	8,9
154,6	142,6	83	25	21	3,9	1,17	0,98	0,086	108	5,108	1,426	104	4,92	1,614	4,3	6,95	7,9
164	152	91	20	18,5	4,27	0,94	0,86	0,116	111	5,25	2,004	109,5	5,07	2,184	7,42	10	10,7
188	126	100	28	17	4,7	0,98	0,8	0,163	121	5,723	2,114	117	5,55	2,287	9,15	10,2	11,2
		103	27	22	4,85	1,26	1,03	0,232	103	6,149	2,119	125	5,92	2,348	10,42	10,3	11,5
		109	29	21,5	5,1	1,36	1,065	0,26	138	6,527	1,963	130,5	6,2	2,29	10,95	9,55	11,2
		127	16	11,5	5,95	0,75	0,54	0,326	143	6,763	2,161	135,5	5,4	2,524	8,9	10,6	12,4
		98	17	14,5	4,6	0,8	0,68	0,164	115	5,439	2,617	112,5	5,3	2,756	10,8	12,8	13,44
		56	17	10,5	2,63	0,8	0,49		73	3,452	0,848	66,5	3,13	1,17	9,5	4,15	5,7
		45	14	10	2,1	0,66	0,47		59	2,790	0,460	55	2,60	0,65	5,5	2,25	3,18
		47	4	7	1,27	0,188	0,33		31	1,466	0,284	34	1,62	0,13	1,59	1,38	0,63
		23	3	6	1,08	0,14	0,28		26	1,229	0,121	29	1,37	—	1,06	0,6	—
		15,5	1	3,5	0,78	0,047	0,16		16,6	0,780	0,220	19	0,895	0,105	1,3	1,07	0,515
		14	—	0,5	3	0,66	0,023		14,5	0,685	0,3	17	0,805	0,18	1,66	1,46	0,87
		10	—	—	1	0,47	—		10	0,476	0,157	11	0,52	0,08	0,64	0,615	0,39
		6	—	—	1	0,28	—		5	0,236	0,214	7,5	0,35	0,1	0,82	1,04	0,487

## Испытание котла на пароходе „Сократ“

Приложение III

Дата	Время	Дав- ление	Показания экстензометров													Деформации котла			
	ч.—м.		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	$\Sigma$ <sub>b</sub>	$\Sigma$ <sub>4+10</sub>	t° вст	
7/XII	8—30	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	16
	8—50	0	0,25	0	0	0	0,2	0,1	0,2	0,1	0,2	0,4	0,3	0,2	0	0	0	0,4	16
	9—10	0	0,25	0,1	0	0,1	0,3	0,2	0,4	0,2	0,4	0,6	0,4	0,5	0,2	0,3	0,7	16	
	9—30	0	0,25	0,1	0	0,2	0,35	0,3	0,4	0,4	0,75	0,75	0,6	0,25	0,3	0,4	0,95	16	
	9—55	0	0,25	0,2	0,1	0,5	0,4	0,4	0,7	0,6	0,8	0,9	0,7	0,3	0,4	0,6	1,4	16	
	10—20	0	0,35	0,3	0,2	0,5	0,5	0,6	1,1	0,7	0,9	1,1	0,8	0,4	0,5	0,8	1,6	18	
	10—55	0	0,35	0,3	0,2	0,6	0,9	0,7	1,1	1,0	1,1	1,1	0,8	0,4	0,6	0,9	1,7	20	
	11—00	0	0,7	0,6	0,4	0,9	1,1	0,9	1,2	1,1	1,5	1,4	1,1	0,6	0,8	1,4	2,3	25	
	11—15	0	1,0	0,8	0,7	1,6	1,6	1,2	1,8	1,5	2,0	1,8	1,4	1,0	0,9	1,7	3,4	30	
	11—30	0	1,8	3,4	1,4	2,66	2,3	1,75	—	1,7	2,3	2,2	2,0	1,2	1,6	3,0	4,25	50	
	11—50	0,5	3,0	3,0	2,8	3,0	2,7	2,0	—	2,0	2,7	2,5	2,6	1,8	2,5	5,5	5,5	80	
	12—05	1,5	4,25	4,1	3,8	3,8	3,4	2,6	—	2,2	2,9	3,3	3,0	2,0	3,6	7,7	7,1	110	
	12—20	2	5,9	5,5	4,8	4,6	4,2	3,1	—	2,5	3,0	3,7	3,3	2,3	4,5	10	8,3	120	
	12—35	3	6,4	6,2	5,5	5,3	4,7	3,9	—	2,7	3,2	4,0	3,7	2,5	4,9	11,1	9,3	132	
	12—55	3,5	7,1	6,6	5,7	5,7	5,3	4,6	—	2,8	3,4	4,3	3,8	2,7	5,2	11,8	10	138	
	13—05	5,5	7,4	7,0	6,0	5,0	5,3	4,7	—	2,9	3,5	4,7	4,0	3,0	5,2	13,2	9,7	154	
	13—10	7,5	8,0	7,5	6,8	5,9	5,7	5,0	—	3	3,7	5	4,3	3,1	6,6	13,1	10,9	167	
	13—30	8	8,4	7,5	6,3	6,5	5,9	5,2	—	3	3,8	5,1	4,5	3,5	6,1	13,6	11,6	169	
	14—15	8,75	8,5	7,5	6,5	6,8	5,9	6	—	2,8	3,7	5,3	4,8	3,8	6	13,5	12,1	173	
	14—30	9	8,5	7,8	6,8	6,7	5,7	6,1	—	2,7	3,7	5,2	4,9	3,8	6,3	14,1	11,9	174	
	15—30	6	8	8	7	6	6	6	—	2,7	3,7	5	4,5	3,5	7	15	11	158	
	16—40	9	8	9	8	6,6	6,4	6	—	2,6	3,7	5,5	4,9	3,8	7,7	16,7	12,1	174	
	17—00	9	9	9,5	8	6,8	6,5	6	—	2,6	3,7	5,5	5	3,8	8	17,5	12,3	174	
	17—25	9	9	9,5	8	6,7	6,7	6,1	—	2,5	3,7	5,6	5,5	3,9	8,4	17,9	12,3	174	
	18—00	8	8,8	9	7,8	6,3	6,2	5,7	—	2,5	3,7	5,7	4,9	3,8	8	17	11,8	169	
	18—20	9	9	9,5	8,1	6,8	6,5	6	—	2,5	3,5	5,6	4,9	3,9	8,1	17,6	12,4	174	
	18—40	9	9,1	9,5	8	6,8	6,6	6	—	2,5	3,2	5,7	5	4,1	8	17,5	12,5	174	

# ОГЛАВЛЕНИЕ

	Стр
От автора . . . . .	4
Введение . . . . .	8
Часть I . . . . .	9
Глава I. Несостоятельность термина „усталость металлов“ и результаты исследований стали на выносливость . . . . .	9
Глава II. Типовые расчеты деталей судовых паровых машин . . . . .	25
Глава III. Величины напряжений в деталях судовых паровых машин . . . . .	61
Глава IV. Расчет коленчатого вала как многоопорной балки . . . . .	97
Глава V. Напряжения в коленчатых валах от крутильных вибраций . . . . .	116
Глава VI. Напряжения в материале паровых валов при ударах . . . . .	131
Глава VII. Определение напряжений в гребных валах колесных судов путем измерения деформаций . . . . .	139
Глава VIII. Исследование материала аварийных деталей . . . . .	149
Глава IX. Поломки деталей судовых машин . . . . .	171
Глава X. Температурные напряжения — основная причина поломок деталей машин . . . . .	213
Часть II . . . . .	238
Глава XI. Исследования материалов старых котлов . . . . .	—
Глава XII. Исследование материала котлов парохода „Комсомолец“ . . . . .	252
Глава XIII. Связь между механическими свойствами, микроструктурой и химическим составом материала котлов . . . . .	273
Глава XIV. Исследование деформаций котлов при растопках и продольная жесткость топков различных систем . . . . .	307
Глава XV. Повреждения и взрывы паровых котлов . . . . .	317
Глава XVI. Температурные напряжения — основная причина выхода котлов из строя . . . . .	348
Глава XVII. Судовые котлы с сальниковыми топками без связей в огневой камере . . . . .	358
Глава XVIII. Паровозные котлы с сальниковой топкой без топочных связей . . . . .	373
Глава XIX. Локобельные котлы без топочных связей с сальниковым креплением жаровой трубы . . . . .	401
Приложения . . . . .	414

Отв. редактор П. Я. КОМОГОРЦЕВ  
 Техред А. К. КРАСНАЯ

Л53793. Сдано в производство 5/VIII 1943 г. Подписано к печати 29/VII 1944 г. Тираж 2000. 60 × 92<sub>1/16</sub>.  
 Изд. № т-122. В п. л. 48000 зн. Зак. 790. Печ. л. 26,75. 45 уч.-изд. л. Цена 22 р. 50 к., перепл. 1 р. 25 к.

# ОПЕЧАТКИ

Страница	Строка	Напечатано	Следует читать
16	В табл. 3	кг/мм <sup>2</sup>	кгм/см <sup>2</sup>
39	4 сверху	$M_A = \sqrt{P_k^2 + G^2}$	$M_A = l \sqrt{P_k^2 + G^2}$
40	18 сверху	Наиболее	Наибольшее
65	В табл. 7	Главные	Суммарные
69	7 снизу	теорией	теоремой
70	11 снизу	$M = \sqrt{M_{1Z}^2 + M_{1Y}^2}$	$M = \sqrt{M_{1Z}^2 + M_{1Y}^2}$
101	20 сверху	$M\phi - M_t \cdot \theta$	$M\phi''' = M_t \cdot \theta_0$
117	4 снизу	$1_{5 \text{ пр}} = 42,6 + 32 = 2 \cdot 28$	$1_{5 \text{ пр}} = 42,6 + 32 + 2 \cdot 28$
118	6 сверху	43,62	49,2
118	18 сверху	$1_{5 \text{ пр}}$	$61_{5 \text{ пр}}$
118	19 сверху	677,48	684,06
118	19 снизу	677,48	682,06
167	7 сверху	цемента.	цементита.
170	Табл. 21, последняя графа	в кг/мм <sup>2</sup>	в кгм/см <sup>2</sup>
274	Табл. 53 графа 9	в кг/см <sup>2</sup>	в кгм/см <sup>2</sup>
290 - 297 и далее		ударная вязкость кг/см <sup>2</sup>	ударная вязкость кгм/см <sup>2</sup>
350	18 сверху	$\frac{d}{dr} \left[ \frac{1}{r} \cdot \frac{u}{dr} (ur) \right]$	$\frac{d}{dr} \left[ \frac{1}{r} \cdot \frac{d}{dr} (ur) \right]$
357	25 сверху	$\sigma = \frac{P}{F} + \frac{M_{на3}}{W_x} +$	$\sigma = \frac{P}{F} + \frac{M_{на3}}{W_x} =$
369	3 сверху	проведена	проверена
369	6 сверху	последняя	средняя
369	8 сверху	сдавливаем	испытанием
369	Рис. 484.	Заднее днище котла парохода „Ветлужанин“ без связанных дымогарных труб.	
373	17 снизу	паровой	жаровой
388	3 сверху	Прототип	Прототип
398	2 снизу	$Q = P - 2 \frac{1}{\alpha - \beta + 1}$	$Q = P - 2 \left[ \frac{1}{\alpha - \beta + 1} \right]$
407	7 сверху	и т. д. м/сек.	и т. д.] = кг/м <sup>2</sup> сек.