

Г. И. КОГАН-ВОЛЬМАН

П Е Р Е Д А Ч И  
С Г И Б К И М И  
П Р О В О Л О Ч Н Ы М И  
В А Л А М И

*СПРАВОЧНИК*



ГОСУДАРСТВЕННОЕ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО  
МАШИНОСТРОИТЕЛЬНОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

Москва 1961

Справочник содержит данные, необходимые для расчета, выбора элементов, конструирования и эксплуатации передач с гибкими проволочными валами (силовых, приборных и дистанционного управления). Приводятся сведения по передачам с гибкими валами, применяющимся в приводах механизированных инструментов, а также по конструкциям автомобильных гибких валов.

Справочник предназначен для инженерно-технических работников, занятых проектированием и эксплуатацией передач с гибкими проволочными валами.

Д1  
53184  
~~КС15~~  
~~КС51~~

Рецензенты: инж. Г. Т. Басеник и инж. Е. И. Романовская

---

Редакция справочной литературы  
Зав. редакцией инж. Г. А. МОЛЮКОВ

## ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ПЕРЕДАЧАХ С ГИБКИМИ ПРОВОЛОЧНЫМИ ВАЛАМИ

Привод с гибким валом позволяет отделить инструмент от двигателя, дает возможность не применять жесткие многосвенные передачи, упрощает дистанционное управление агрегатами оборудования. Изгибная жесткость гибких валов в десятки раз меньше их крутильной жесткости, а у обычных валов она составляет примерно 125% крутильной.

Основные достоинства передач с гибкими проволочными валами:

а) возможность передачи движения между осями, взаимное расположение которых в пространстве меняется во время работы;

б) возможность передачи движения на значительные расстояния по извилистым трассам;

в) простота и дешевизна передаточного механизма;

г) смягчение толчков нагрузки;

д) простота монтажа, обслуживания и ремонта.

Недостатки передач с гибкими проволочными валами:

а) сравнительно низкий к. п. д. при малых радиусах изгиба на участках значительной длины;

б) неравномерность вращения ведомого конца вала при малых скоростях вращения и значительных нагрузках;

в) захлестывание рабочего при резких толчках нагрузки;

г) относительно небольшая и неодинаковая долговечность;

д) значительные колебания крутильной жесткости у одинаковых валов;

е) сравнительно большой вес при передаче значительных нагрузок;

ж) шум и нагрев брони.

### 1. Применение силовых передач с гибкими валами

Краткая характеристика передачи и ее применение	Мощность в л. с.	Число оборотов вала в минуту	Диаметр вала	Длина вала	Размеры брони
Обдирочно-шлифовальный станок с гибким валом	2,2	2200	25	2500	30×42
Шлифовальная машина на тележке с четырьмя ступенями скорости для работы различными кругами	2,5	450—4000	16—20	2000	20×30 25×35
Универсальная передвижная приводная станция с двигателем на шарнирной стойке. Броня ленточная металлическая	0,25—2	1000—4000	10—16	1500—2500	13×23 20×30
Универсальная подвесная приводная станция с передвижным двигателем на шарнирной подвеске. Броня ленточная металлическая	0,25—2	1000—4000	10—16	1500—2500	13×23 20×30
Универсальная приводная станция для работы шлифовальными кругами диаметром до 150 мм, проволочными щетками и т. п. Двигатель на шарнирной стойке; передача ступенчатая клиноременная; броня усиленная с резиновым покрытием	0,5	875—6800	~9,6	~1830	11,4×23,4
Приводная станция для шлифования, очистки и полирования с передвижным двигателем на шарнирной стойке. Броня усиленная с резиновым покрытием	1	3450	~16	~1830	~20×36

Краткая характеристика передачи и ее применение	Мощность в л. с.	Число оборотов вала в минуту	Диаметр вала	Длина вала	Размеры брони
Подвесная приводная станция для чистовой обработки на поточных линиях. Работа галтовочным диском диаметром до 180 мм, галтовочным барабаном 75 × 75 мм, резиновым диском диаметром 200 мм и проволочной щеткой диаметром 150 мм. Передаточное число редуктора головки $i = 1 : 1; 2 : 1; 3 : 1$ . Броня усиленная с резиновым покрытием	0,75	3425	~12,7	~1830	~16 × 25
Приводная станция с двумя валами для чистовой обработки матриц с неправильным контуром. Бóльший вал предназначен для тяжелых работ, меньший — для тонких работ. Инструмент — вращающиеся напильники диаметром до 13 мм, абразивные пальцы до 75 × 13 мм, абразивные круги, щетки	0,25	Семь скоростей 875—10 500	~6,5 ~9,5	~1830 ~1830	8,1 × 12,7; 12,2 × 19,0
Подвесная станция для чистовой обработки штампов. Двигатель постоянного тока и реостат с педальным управлением позволяют регулировать скорость вращения. Станция удобна для гравировальных и ювелирных работ. Броня тканевая с оплеткой	0,06	2400—12 000	~48	~100	5,1 × 9,5

Краткая характеристика передачи и ее применение	Мощность в л. с.	Число оборотов вала в минуту	Диаметр вала	Длина вала	Размеры брони
Универсальная приводная станция для работы по металлу на стойке с роликом для перемещения или на стойке с фланцем. Десять ступеней скорости шпинделя инструмента осуществляются благодаря применению четырехступенчатой клиноременной передачи и редукторных наконечников	0,66 и 1,2	1000—40 000	Комплект 4, 6, 9,5 12, 15	От 800 до 2500	—
Универсальная подвесная приводная станция с редуктором. Броня ленточная металлическая	0,5—1,0	1500; 3000; 18 000	Комплект	~1800	—
Универсальная приводная станция с двигателем постоянного или переменного тока, или универсальным. 24 скорости вращения с различными конструкциями гибких валов и зубчатых передач к ним	1—0,55 (унив.)	250— 27 000	Комплект 15; 12; 9; 6	2000	—
Подвесные станции для закручивания винтов и гаек М8 на поточных линиях. Броня с резиновым покрытием	0,12	1300	~ 8	~ 610	~ 11 × 15

Краткая характеристика передачи и ее применение	Мощность в л. с.	Число оборотов вала в минуту	Диаметр вала	Длина вала	Размеры брони
Привод шпинделей тридцатидвухшпindelного сверлильного станка с круговым расположением приводов шпинделей	—	2200	6	~900	9 × 14
Привод шпинделей тридцатишпindelного сверлильного станка для сверления отверстий в стрингерах и лонжеронах	—	2800	6	~1100	9,5 × 13,5
Главный привод и привод шпинделей двенадцатишпindelного сверлильного станка с круговым расположением приводов шпинделей. Броня двухпроводочная на валу главного привода и четырехпроводочная в приводах шпинделей	—	1500—3000	10—4	270—750	12,5 × 19
Гибкий вал в главном приводе небольшого токарного станка, позволяющий ставить двигатель снизу и снижающий вибрации шпинделя. Броня ленточная	1	1500	16	~80	20 × 30

Краткая характеристика передачи и ее применение	Мощность в л. с.	Число оборотов вала в минуту	Диаметр вала	Длина вала	Размеры брони
Переносное приспособление для шлифования на токарных станках и выполнения различных шлифовальных и полировальных работ. Стойка передвижная. При внутреннем шлифовании специальный контрпривод сообщает камню 21 000 об/мин. Броня усиленная с резиновым покрытием	0,5	600; 1000; 3060; 4650	~11	~1270	~15 × 24
Привод машинки для шлифования клапанов. Броня двухпроводочная		1200	~9,5	~280	12,2 × 19
Привод ножниц для резки листового металла толщиной до 2 мм с минимальным радиусом реза 30 мм. То же толщиной до 1,2 мм с радиусом реза 20 мм	0,66 0,33	3000 3000	13 10	2000 2000	16 × 25 14 × 23
Привод шлифовальной машинки для шлифования зеркала золотниковой коробки	1,25	3000	15	~3500	20 × 29
Привод приспособления для шлифования сварных швов и повреждений на рельсах	2	3000	20	~2000	25 × 35



Краткая характеристика передачи и ее применение	Мощность в л. с.	Число оборотов вала в минуту	Диаметр вала	Длина вала	Размеры брони
					в мм
Привод устройства для резки флюды между сегментами коммутаторов крупных электромоторов	0,25	1750	~8	~130	11×20,5
Привод инструмента для выполнения различных тяжелых работ. Броня ленточная металлическая	До 4	≤1500	40	~6000	50×61
Привод станка для заточки пил различных диаметров качающимся шлифовальным кругом	~1,25	~2500	~11	~1,2	14×23
Приводная станция для ремонта и обслуживания автомобилей. Броня усиленная с резиновым покрытием	0,7 1,36	1400 2800	12	1750	18×36
Приспособление для шлифования шатунных шеек двигателя без его демонтажа	0,75	10 000	6	~1600	9×15
Привод отбора мощности от трансмиссии автомобиля через зубчатую передачу к муфте автомобильного крана грузоподъемностью 3,5 т	—	Переменное	~19	~3000	24×38

Краткая характеристика передачи и ее применение	Мощность в л. с.	Число оборотов вала в минуту	Диаметр вала	Длина вала	Размеры брони
Привод подъемной крыши автомобиля. Два гибких вала, работающих одновременно	—	—	~ 9,5	~ 2,2	12,2 × 22
Привод безнасоса двигателя, изолирующий насос от влияния вибраций высоких температур. Броня двухпроволочная	—	Переменное	~ 8	152—1220	11 × 17
Привод генератора, питающего электротахометры	—	То же	~ 10	—	—
Машина для шлифования камня и очистки отливок. Броня усиленная с резиновым покрытием	1,36	2850	12	3200	18 × 36
Привод машинки для снятия коррозии и старой краски с корпусов судов. Броня усиленная с резиновым покрытием.	0,4	2800	8,3	~ 1750	16 × 23,8
Глубинный бетонный вибратор с пневматическим двигателем	—	9000	~ 11	~ 3660	15 × 34

Краткая характеристика передачи и ее применение	Мощность в л. с.	Число оборотов вала в минуту	Диаметр вала	Длина вала	Размеры брони
			в мм		
Глубинный бетонный вибратор. Броня усиленная с резиновым покрытием	1,36	2750	12	3600	18 × 36
Глубинный бетонный вибратор. Броня усиленная с резиновым покрытием	2	9000	12	4000	16 × 35
Переносной инструмент для чистовой обработки поверхности бетона, резки кирпичных стен, штукатурных работ, снятия краски. Броня резино-тканевая	0,33	2700—3500	~12,7	~75	15,6 × 22,5
Привод нижнего магазина проекционного киноаппарата от мотора, находящегося внутри аппарата			~5,4		8,1 × 12,7
Привод отбойного молотка. Броня усиленная с резиновым покрытием	0,75 1	1750 2800	8 12	3200 3870	16 × 32 18 × 36

Краткая характеристика передач и ее применение	Мощность в л. с.	Число оборотов вала в минуту	Диаметр вала	Длина вала	Размеры брони
Приспособление к многошпиндельному сверлильному станку для сверления горизонтальных и наклонных отверстий, подача сверла гидравлическая	—	~2500	~10	~1200	~13 × 22
Вспомогательный привод к рабочей головке машины для заполнения и укупорки бутылок. Броня двухпроводочная	—	360—720	~6,4	~1820	8,1 × 12,7
Машинка для подрезки фетрового волокна до одинаковой высоты. Броня двухпроводочная	—	~100	~5,4	~61	8,1 × 12,7
Привод отбора мощности к приспособлению для петлеобметывания верхней части носков и других трикотажных изделий. Броня двухпроводочная	—	175—440	~6,4	~460	8,1 × 12,7
Привод отжимных валков стиральной машины, освобождающий от необходимости иметь несколько громоздких передач	—	—	10	—	—

Краткая характеристика передачи и ее применение	Мощность в л. с.	Число оборотов вала в минуту	Диаметр вала	Длина вала	Размеры брони
Привод машинки для стрижки овец. Броня ленточная металлическая	0,17	2800	10	1500	15 × 20,5
Машинка для подчистки чертежей в конструкторских бюро. Броня тканевая	0,06	<3400	~3,8	~75	5 × 9,5
Привод щеток для чистки обуви и одежды	—	—	~6,4	~1,4	8,1 × 12,7
Комбинированная машинка для стрижки волос и массажа. Мотор универсальный. Броня тканевая	—	3000—8000	3,8	~75	5 × 9,5
Машинка с набором инструмента для маникюра. Мотор универсальный. Броня тканевая	—	~6000	~3,3	~80	5 × 9,5

## 2. Примененные гибких валов в приводах контрольных приборов

Краткая характеристика привода и его применение	Число оборотов вала в минуту	Диаметр вала	Длина вала	Размеры брони
Приводы автомобильных спидометров *. Броня двух- или четырехпроводочная	Наибольшее около 2000	~3,3 ~3,8	Средняя 1800	5×9,5 5,1×9,5
Приводы мотоциклетных спидометров *. Броня двухпроводочная	То же	~3,8	Средняя 120	5,1×9,5
Приводы велосипедных спидометров *. Броня двух- или четырехпроводочная	Наибольшее около 1000	~3,8	~75	5×9,5
Приводы таксометров. Броня двухпроводочная	Переменное	3,8	Разная	6,6×11,2
Привод грузового счетчика с записью километража, скорости, остановок, времени и т. п. Броня двухпроводочная	То же	3,8	То же	6,6×11,2
Приводы тахометров*. Вал из фосфорной бронзы. Броня специальная немагнитная из латунной ленты с алюминиевой оплеткой, наконечники медные	»	3,5	60— 10 400	6,2×11,8

\* Данные относятся только к приводам приборов машин иностранных марок или к индивидуальным и мелкосерийным приводам отечественного производства.

Продолжение табл. 2

Краткая характеристика привода и его применение	Число оборотов вала в минуту	Диаметр вала	Длина вала	Размеры брони
Привод автоматического регулятора работы автомобильного двигателя от коробки передач к карбюратору. Броня — жесткая металлическая трубка		~3,8	—	6,6 × 11,2
Привод скоростемера локомотива	Переменное	9,5	~250	16 × 26
Привод скоростемера электропоезда	То же	16	—	—
Привод скоростемера тепловоза	»	12	—	—
Привод самопишущего прибора для контроля состояния рельсов и ходовых качеств вагона. Броня ленточная металлическая	»	4,75	254	7,9 × 11,3
Привод прибора для автоматического взвешивания продукта на транспортере. Броня двухпроволочная металлическая	»	12,7	1500—6700	15,9 × 25,4
Приводы тахометров шпинделей металлорежущих станков	»	3,3	~600	4 × 6,9
Привод счетчиков производительности станков для волочения проволоки	»	3,8	~500	5,1 × 9,5

Продолжение табл. 2

Краткая характеристика привода и его применение	Число оборотов вала в минуту	Диаметр вала	Длина вала	Размеры брони
Привод счетчика оборотов ротора машины для испытания масла на липкость. Без брони	Переменное	3,3	~300	—
Привод счетчика ткани, бумаги и т. п. в единицах длины, площади или в штуках. Броня двухпроволочная металлическая	То же	2,8	290—2200	5,1 × 9,5
Привод счетчика производительности лино-типа в тыс. газет в час. Броня ленточная металлическая	202—1010	5,4	~140	7,9 × 11,3
Привод указателя положения клапана со следящей системой с гибким валом, передвигающим стрелку указателя положения		4,75	Разная	8 × 11,5

В зависимости от назначения передачи с гибкими проволочными валами подразделяются на силовые передачи (примеры см. в табл. 1), приводы контрольных приборов (примеры см. в табл. 2) и приводы дистанционного управления (примеры см. в табл. 3).

Кроме того, гибкие проволочные валы иногда применяются в качестве торсионных амортизаторов, гибких соединительных элементов и компенсаторов [4], [11].

Существует много типов стационарных и переносных электроинструментов с гибкими приводными валами. В большинстве случаев они универсальны, т. е. предназначаются для механизации различных работ по металлу и дереву [4].



## 3. Применение гибких валов в приводах управления

Краткая характеристика привода и его применение	Диаметр вала	Длина вала
	в мм	
Привод механизма заводки автомобильных часов и аналогичный привод механизма выключения счетчика. Для соединения с прибором вал перемещают за рукоятку вдоль оси брони, а затем заводят часы или переключают счетчик	3,3	150—250
	3,3	100—200
Привод дистанционного переключателя диапазонов радиоприемника	3,3—6	50—2500
Приводы управления различными элементами радиопередатчиков	3,3—6	200—3000
Приводы управления вентилями	3,3—25	100—1000
Привод конденсатора настройки и регулятора усиления системы дистанционного управления радиоприемниками	3,3	100—300
	3,7	
Приводы дистанционного управления фотокамерами	3,3—8	2000—12 000
Привод дистанционного управления клапаном для спуска масла из картера двигателя	3,7	~800
Привод управления конденсатором	3,3	65
Привод дистанционного управления дополнительной фарой автомобиля и судовым прожектором	6	~900
	7,9	~1600
Привод механизма подъема коромысла аналитических весов	3,3	~220
Привод индукционного компаса	4,8	1800—7600
Привод дистанционного управления выдвижением антенны	5,3	450—1200

Электроинструмент состоит из приводной станции, гибкого вала с броней, инструмента и шпинделя с устройством для его крепления. Приводная станция состоит из электродвигателя, постаменты и передач, служащих для изменения скорости вращения гибкого приводного вала.

В отдельных случаях гибкие валы эксплуатируются при мощностях больших, указанных в табл. 1. Известна, например, эксплуатация гибких валов диаметром около 100 мм в приводах судовых насосов и моторных лодок при мощностях 15 л. с.

Гибкие валы позволяют удобно располагать приборы.

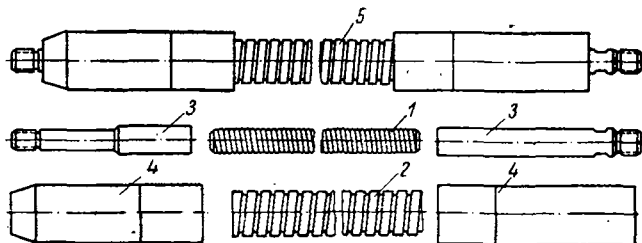
В приводах управления гибкие валы применяются в тех случаях, когда управляемым элементам машин, механизмов или приборов необходимо сообщить вращательное, а иногда и возвратно-поступательное движение при отдаленности их расположения от органов управления или невозможности непосредственного соединения их с органами управления жесткой связью из-за условий компоновки.

Гибкие валы позволяют сосредоточить дистанционное управление радио- и электронным оборудованием на небольших панелях и упрощают компоновку схем.

---

## ДЕТАЛИ ПЕРЕДАЧ С ГИБКИМИ ВАЛАМИ

Передача с гибким проволочным валом (фиг. 1) состоит из *гибкого вала*, *брони*,<sup>1</sup> *наконечников* (шпинделей) и *арматуры брони*.



Фиг. 1. Передача с гибким проволочным валом:

1 — гибкий вал; 2 — броня; 3 — наконечники вала; 4 — арматура брони; 5 — передача в сборе.

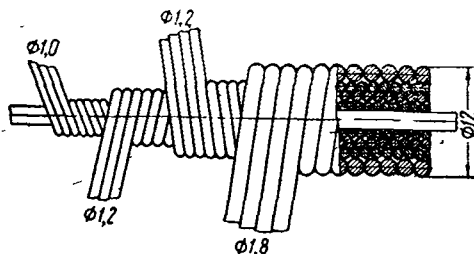
### ГИБКИЕ ПРОВОЛОЧНЫЕ ВАЛЫ

Гибкий вал представляет собой цилиндрическое тело круглого сечения, состоящее из ряда последовательно навитых один на другой слоев проволоки. Первый от центра слой проволоки навивается на центральную проволоку-сердечник, который может быть затем извлечен из вала или оставлен в нем. Каждый слой состоит из нескольких проволок и по конструкции напоминает многозаходную пружину с плотно прилегающими один к другому витками. Смежные слои имеют противоположные направления навивки.

<sup>1</sup> В автомобильной промышленности вместо термина *гибкий вал* применяют часто термины *трос* и *сердечник*, а вместо термина *броня* — термин *оболочка*. Такая терминология неправильна.

Диаметры проволок обычно возрастают от оси гибкого вала к периферии и в выполненных конструкциях колеблются в пределах 0,3—3 мм. Количество проволок в слое достигает 16, а максимальное число слоев — 8. Конструкция гибкого вала В1-12 показана на фиг. 2.

Материалом для навивки валов обычно служит проволока из стали марок ОВС и ВС (либо классов I и II) по ГОСТу 9389-60, изготавливаемая из катанки углеродистой стали марки 70 по ГОСТу 1050-57.



Фиг. 2. Конструкция гибкого проволочного вала В1-12 диаметром 12 мм.

Значительная часть приборных валов, применяемых в автомобильной промышленности, навивается из среднеуглеродистой стальной проволоки (сталь марок 45—55). Сердечником при навивке этих валов обычно служит проволока класса II по ГОСТу 9389-60.

Для особо ответственных валов малого диаметра применяется также стальная углеродистая пружинная проволока марки Р по ГОСТу 9389-60.

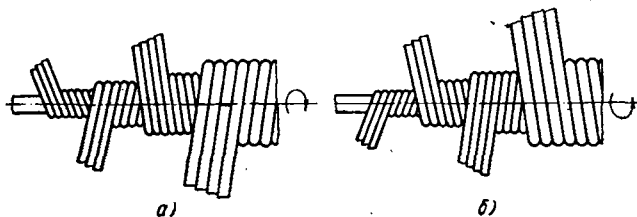
Валы, работающие в тяжелых условиях и при высоких температурах, навиваются в ряде случаев из бронзовой проволоки. Из этой же проволоки навиваются магнитные валы.

Гибкие проволочные валы могут быть также разделены на валы приводов силовых, приборных и управления.

Валы силовых приводов служат для передачи вращающего момента рабочему органу, а валы приборных приводов и приводов управления в подавляющем большинстве случаев — лишь для передачи вращения. Передаваемый ими момент служит чаще всего для преодоления сопротивлений, возникающих в приборах, и сил трения вала о броню. Однако известны случаи, когда валы

последних двух групп приводов передают весьма значительные вращающие моменты.

Основные требования, предъявляемые к валам силовых приводов: удовлетворительная долговечность и достаточная поперечная гибкость. Для валов приводов управления, наряду с поперечной гибкостью, решающее значение имеет высокая крутильная жесткость. В соответствии с этим валы приводов управления состоят, как правило, из большего числа слоев проволок меньших диаметров, чем валы силовых приводов (типы В2 и В1 соответственно). Валы приборных приводов наряду с высокой долговеч-



Фиг. 3. Гибкий проволочный вал:

а — правого вращения; б — левого вращения.

ностью должны обладать достаточной поперечной гибкостью и крутильной жесткостью.

Гибкие валы в зависимости от числа слоев навивки часто подразделяют на однослойные, малослойные и многослойные. Однослойные валы, представляющие собой пружины кручения, применяются очень редко, главным образом как демпфирующие и предохранительные звенья силовых цепей. При диаметрах валов от 4 до 12 мм малослойными принято называть валы, имеющие не более четырех слоев навивки. Для валов диаметром более 12 мм и менее 4 мм деление на малослойные и многослойные отсутствует. Эти термины условны.

В зависимости от направления навивки внешнего слоя проволок различают валы правого и левого вращения.

*Валом правого вращения* называется вал, внешний слой проволок которого при закручивании вала со стороны привода по часовой стрелке закручивается подобно пакету цилиндрических пружин, т. е. стремится уменьшить свой диаметр. Валом левого вращения называется вал, внешний слой которого закручивается при закручивании вала со стороны привода против часовой стрелки.

#### 4. Валы типа В1

Обозначение	Номинальный диаметр вала	Допускаемые отклонения	Диаметр сердечника	Слой навивки										Вес 1 поз. м вала в кг	
				1-й	2-й	3-й	4-й	5-й	6-й	7-й	8-й	9-й			
				Число проволок в слое × диаметр проволоки в мм											
В1-6	6	0,2	0,7	4×0,6	4×0,7	4×0,7	4×0,7								0,185
В1-8	8	0,2	0,7	4×0,6	4×0,7	4×0,7	4×0,7	4×0,8							0,318
В1-10	10	0,2	(1,8)	4×0,8	4×0,8	4×1,2	4×1,2								0,451
В1-12	12	0,3	(1,8)	3×1,0	3×1,2	4×1,2	4×1,8								0,701
В1-16	16	0,3	(2,0)	4×1,0	4×1,0	4×1,2	4×1,6	4×2,0							1,163
В1-20	20	0,3	(2,5)	4×1,2	4×1,6	4×1,8	4×2,0	4×2,0							1,858
В1-25	25	0,4	(2,5)	4×1,2	4×1,6	4×1,8	4×2,0	4×2,0	4×2,5						2,922
В1-30	30	0,5	(2,5)	4×1,2	4×1,6	4×1,8	4×2,0	4×2,0	4×2,0	4×3,0					4,244
В1-40	40	0,8	(2,5)	4×1,2	4×1,6	4×1,8	4×2,0	4×2,0	4×2,0	4×2,5	4×2,5	4×3,0			7,996

Примечание. В таблице в скобках приведены диаметры сердечников, извлекаемых из вала после его навивки. Допускаемые отклонения по диаметру ±. Для вала В1-10 отклонения  $\begin{matrix} +0,37 \\ -0,06 \end{matrix}$ .

Вал правого вращения имеет внешний слой с левозаходной навивкой (фиг. 3, а), а вал левого вращения — с правозаходной (фиг. 3, б).

При вращении вала в направлении, противоположном направлению навивки внешнего слоя, его работоспособность снижается.

Валы типа В1 (табл. 4) изготавливаются в соответствии с ВТУ 132-54, ВТУ НКЭП 302-43 и ВТУ Э 100-58.

Гибкие валы различаются по номинальному диаметру, входящему в обозначение вала, направлению вращения и условиям поставки. Для валов левого вращения в обозначение вводится буква Л. В случае необходимости длина вала в миллиметрах вводится в обозначение и записывается в конце обычного обозначения вала.

Валы В1 изготавливаются правого и левого вращения диаметром 6, 8, 10, 12, 16, 20, 25, 30 и 40 мм, метражом или мерными отрезками, без брони или с нормальной ленточной броней, а также мерными отрезками с нормальной ленточной броней и арматурой.

В заказе указываются номинальный диаметр, направление вращения и условия поставки.

Вал правого вращения типа В1 с броней типа Б1 диаметром 20 мм и длиной 6100 мм обозначается В1-Б1-20 × × 6,1, такой же вал левого вращения — В1Л-Б1-20 × × 6,1, а тот же вал правого вращения с нормальной арматурой типа А В1 — В1-А-20 × 6,1, или В100-20 × 6,1.

Валы В1 изготавливаются из стальной проволоки марок ОВС или ВС (либо классов I и II) по ГОСТу 9389-60.

Поверхность вала должна быть ровной и чистой; коррозия на поверхности не допускается. Витки проволоки должны плотно прилегать один к другому; не допускаются разрывы, расслоение и выпучивание отдельных витков. Концы вала должны быть отожджены на длине не более указанной в табл. 5 и подторцованы перпендикулярно оси вала.

5. Длина отождженных концов валов типа В1

Диаметр вала в мм	6	8	10	12	16	20	25	30
Длина отождженного конца в мм	15	20	25	25	30	40	50	60

Отклонения длин валов, изготовляемых мерными отрезками, не должны превышать величин, указанных в табл. 6.

6. Допустимые отклонения длин валов типа В1, поставляемых мерными отрезками

Номинальная длина в мм	<2000	2000—5000	5000—10 000	> 10 000
Допускаемые отклонения в мм	+50	+80	+125	+150
<p>Примечание. Максимальная длина валов типа В1 (без стыковки) 10,5 м. При номинальной длине вала более 9 м допускаются стыковые муфты по одной на каждые последующие 5 м.</p>				

Вал В1-40 изготовлялся по ТУ 104-51.

Для него допускалось одно прорежение шириной до 1 мм на 1 пог. м.

Валы типа В2 (табл. 7) изготовляются в соответствии с техническими условиями, указанными в табл. 8.

Валы типа В2 диаметром 5 мм и более могут применяться также в силовых передачах.

Валы типа В2 диаметром 4; 5; 6,5 и 8,2 мм изготовляются из стальной проволоки марок ВС и ОВС по ГОСТу 9386-60. Вал диаметром 3 мм навивается из кремне-марганцовистой бронзовой проволоки Бр. КМц (ГОСТ 5222-50) и обладает весьма высокими антифрикционными, антикоррозийными и антимагнитными свойствами.

Поверхность валов должна быть чистой. Выпучивание отдельных проволок допускается в пределах допуска на диаметр для валов диаметром 6,5 и 8,2 мм не более 0,2 мм над поверхностью вала на расстоянии 150 мм одно от другого по всей длине вала.

Допускаемая прореженность между проволоками слоя и вид обработки концов вала приведены в табл. 9.

Валы В3 диаметром 4,3 и 8,3 мм изготовляются серийно (табл. 10).

Из них первый идет на укомплектование приводов управления приборами, а второй применяется в приводах шлифовальных станков.



7. Валы типа В2 (для приводов управления, приборов и некоторых силовых передач)

Обозначение вала	Номинальный диаметр	Допуск	Диаметр сердечника	Слой навивки								
				1-й	2-й	3-й	4-й	5-й	6-й	7-й	8-й	
				Число проволок в слое × диаметр проволоки в мм								
В2-3-Бр	3	+0,3 -0,1	0,35	4×0,35	6×0,35	11×0,35	11×0,35					
В2-4	4	+0,4 -0,25	0,5	6×0,3	6×0,3	8×0,3	12×0,4	11×0,4				
В2-5	5	-0,2	0,5	4×0,35	6×0,4	8×0,4	10×0,5	10×0,5				
В2-6,5	6,5	+0,3 -0,1	0,5	6×0,4	8×0,4	8×0,5	8×0,5	12×0,6	10×0,6			
В2-8,2	8,2	+0,3 -0,1	0,5	4×0,5	6×0,5	6×0,5	8×0,6	12×0,6	12×0,6	12×0,6		
В2-10-Э	10	±0,2	0,5	4×0,5	6×0,5	6×0,5	8×0,6	10×0,8	10×0,8	10×1,0		
В2-12-Э	12	±0,2	0,5	4×0,5	4×0,5	6×0,6	6×0,6	8×0,8	8×0,8	10×1,0	10×1,0	

Примечания: 1. Если диаметр проволоки для навивки валов диаметром 5 мм идет с допуском по верхнему пределу, то допускается замена проволоки диаметром 0,4 мм на проволоку диаметром 0,3 мм для 3-го и 4-го слоев с тем, чтобы наружный диаметр вала оставался в пределах 4,8—5,0 мм.

2. Валы В2-10-Э и В2-12-Э серийно не выпускаются (было выпущено несколько опытных партий).

## 8. Валы типа В2 и их применение

Номинальный диаметр в мм	Направление вращения	Область применения	ТУ	Вес 1 пог. м в кг
3	Правое	Передача вращения механизмам и приборам	ВТУ 133-54	0,063
4	То же	То же	ВТУ 134-54	0,081
5	Левое	Передача малого крутящего момента при 3000 об/мин и не менее 400 час. работы	ЗТУ 64-49	0,140
6,5	Правое	Передача вращения механизмам и приборам	ЗТУ 32-49	0,224
8,2	То же	То же	ЗТУ 32-49	0,356
8,2	Левое	Привод электрических аппаратов для очистки корпусов судов от коррозии и старой краски	ВТУ 72-49	
			ВТУ 99-51	0,356

## 9. Допускаемая прореженность и вид обработки концов вала

Номинальный диаметр в мм	Допускаемая прореженность между проволоками слоя	Вид обработки концов вала
3	По всем слоям и по всей длине вала не более 0,25 мм	Заторцованы и опаяны на длине 20—30 мм
4	По всем слоям, кроме верхнего, до 0,1 мм. На верхнем слое не более 0,05 мм на расстоянии 150 мм одна от другой	Заторцованы и опаяны на длине 30—40 мм
5	По всем слоям, кроме верхнего, 0,04 мм. На верхнем слое 0,04 мм на расстоянии 160 мм одна от другой	Заторцованы и опаяны на длине 25—30 мм
6,5; 8,2	По всем слоям, кроме верхнего, 0,05 мм; На верхнем слое 0,05 мм на расстоянии 150 мм одна от другой	Заторцованы и опаяны на длине 30—40 мм

Примечание. Прореженность проверяется в вытянутом состоянии. Опайка производится припоем ПОС-18 или медью. Валы должны быть прямолинейны. Искривления и волнистость не допускаются.

## 10. Сборные валы типа ВЗ

Обозначение	Номинальный диаметр вала	Допускаемое отклонение	Диаметр сердечника	Слой навивки				
				1-й	2-й	3-й	4-й	5-й
	в мм			Число проволок в слое × диаметр проволоки				
ВЗ-4,3	4,3	+0,1	0,5	4×0,4	6×0,5	8×0,5	8×0,5	4×0,8
ВЗ-8			(0,8)	4×0,6	4×0,7	4×0,7	4×0,7	
ВЗ-10-Э			(1,8)	3×0,8	3×0,8	4×1,2	4×1,4	
ВЗ-12-Э			(1,8)	3×1,0	3×1,2	4×1,2	4×1,8	

Примечание. Под сборными валами типа ВЗ подразумеваются валы, изготовленные сборкой с натягом предварительно навитых отдельных слоев.

Валы ВЗ-10Э и ВЗ-12Э выпущены в незначительном количестве в виде опытных партий.

Валы типа В2-А (табл. 11) применяются в приводах автомобильных, мотоциклетных и других приборов.

Валы диаметром 3,3 мм применяются в основном в приводах автомобильных и мотоциклетных приборов.

В обозначение валов левого вращения вводится буква Л. Для валов, подвергаемых термической обработке и одновременной вытяжке на специальной установке, в обозначение вводится буква Т.

Вал В2Т-3,3-А по своей конструкции соответствует валу В2ТЛ-4,1-А без внешнего (наружного) слоя. Вал В2-3,8-А предназначается для привода дистанционного управления. Валы В2ТЛ-4,1-А применяются в основном в приводах контрольных приборов, таксометров, тахометров и спидометров некоторых машин. Вал В2Т-5,3-А применяется в приводах автомобильных стеклоочистителей.

Навивка валов должна быть равномерной и плотной; ось вала — прямолинейной, без заметного остаточного изгиба. Зазоры между витками проволок на отдельных участках должны быть менее 0,2 мм и не более чем в двух-трех местах на каждый метр длины вала.

### 11. Валы типа В2-А (для приводов автомобильных и мотоциклетных приборов)

Обозначение	Номиналь- ный диаметр	Допуск	Диаметр сердечника	Слой навивки					Условное обозна- чение по чертежам заводов-изготови- телей	ТУ
				1-й	2-й	3-й	4-й	5-й		
				Число проволок в слое × диаметр проволоки в мм						
В2ТЛ-2,3-А	2,3	±0,1	0,5	4×0,31	4×0,31	4×0,31				
В2ТЛ-3,3-А	3,3	$\begin{matrix} +0,1 \\ -0,2 \end{matrix}$	0,5	4×0,31	4×0,31	4×0,4	5×0,4	ТБ-001	2216-50	
В2Т-3,3-А	3,3	$\begin{matrix} +0,1 \\ -0,2 \end{matrix}$	0,5	4×0,31	4×0,31	4×0,4	4×0,4	ГВ-116-3802703	2216-50	
В2Л-3,3-А	3,3	$\begin{matrix} +0,1 \\ -0,2 \end{matrix}$	0,45	4×0,31	4×0,31	4×0,4	4×0,4	ТБ-001Н	2216-50	
В2Т-3,8-А	3,8	±0,2	0,5	4×0,31	4×0,31	6×0,31	9×0,4	12×0,3	ГВ 15/1-А	ГВ 15/1-А
В2ТЛ-4,1-А	4,1	±0,1	0,5	4×0,31	4×0,31	4×0,4	4×0,4	4×0,4	ТБ-003	4-52-55
В2ТЛ-4,1-А1	4,1	-0,2	0,4	4×0,31	4×0,31	4×0,4	4×0,4	4×0,4	ГВ-21-3802703	2223-50
В2Т-5,3-А	5,3	-0,2	0,5	4×0,4	4×0,5	4×0,5	4×0,5	4×0,5	ГВ-43-5205703	4-194-57

Для навивки валов типа В2-А применяется проволока из конструкционной углеродистой стали по МПТУ 2487-50 или ЧМТУ 4525-54 (табл. 12).

### 12. Проволока для гибких валов В2-А

Рекомендуемая марка стали	Диаметр проволоки в мм	Допуск на диаметр в мм	Предел прочности на растяжение $\sigma_{вр}$ в кг/мм <sup>2</sup>	Сопrotивление разрыву при испытании с узлом в % $\sigma_{вр}$
45—55	0,31; 0,35; 0,4; 0,5	±0,02	140—180	Не менее 60
Примечание. Овальность проволоки в пределах допуска на размер.				

Сердечником для навивки валов В2-А обычно служит проволока класса II по ГОСТу 9389-60.

Гибкие проволочные валы для привода автомобильных приборов должны обеспечивать равномерность вращения приводного вала прибора. Основное влияние на равномерность вращения вала оказывает его гибкость, поэтому валы автомобильных приборов подвергаются термической обработке с одновременной вытяжкой на 5—10%. Вытяжка ведет к некоторой разрядке слоев и, следовательно, к увеличению гибкости вала.

Освоено производство гибких валов без термической обработки (В2Л-3,3-А, заводский чертеж ТБ-001Н). Необходимая гибкость сообщается «разминкой» вала (протягиванием его через рихтовальное устройство).

### БРОНЯ ГИБКИХ ВАЛОВ

Гибкий вал заключен в специальный кожух, называемый *броней*. Однако известны случаи работы коротких валов без брони. Броня является своеобразным гибким подшипником, воспринимающим усилия, передающиеся на вал. Броня удерживает консистентную смазку, предохраняет вал от загрязнения и повреждений и защищает обслуживающий персонал от захвата валом.

Кроме того, броня, повышая устойчивость вала против петлеобразования, увеличивает его долговечность

и нагрузочную способность. Последнее свойство брони очень важно и часто определяет область применения той или иной конструкции брони и привода в целом.

Броня должна обладать достаточной механической прочностью, износостойкостью, герметичностью и гибкостью.

Вопрос о степени гибкости брони должен решаться по-разному в каждом отдельном случае применения гибкого вала. Чем жестче броня, тем лучше условия работы вала. В тех случаях, когда необходимо легко и точно манипулировать инструментом, приводимым во вращение гибким валом, более жесткая броня лишает привод преимуществ, связанных с малой поперечной жесткостью вала. Поэтому в подобных случаях жесткость брони должна быть близкой к жесткости вала. Во всех остальных случаях поперечная жесткость брони должна быть значительно больше поперечной жесткости вала.

Существующие конструкции брони, основные виды которых приведены в табл. 13 и 14, могут быть объединены в четыре группы: *тканевые, резино-тканевые, металлические и резино-металлические.*

Броня РТ (БЗ) производится серийно в соответствии с ВТУ 147-56 для вала В1 диаметром 12 мм. Она состоит из стальной спирали, навитой с шагом 5 мм, оплетки из стальной оцинкованной проволоки, вулканизированной маслостойкой резины с кордными прокладками.

На оплетку наложен слой маслостойкой резины толщиной не менее 1 мм, затем тканевая прокладка и наружный слой резины толщиной также не менее 1 мм.

Броня типа Б1 (табл. 15, 16, 17, 18) из стальной профилированной ленты с асбестовым уплотнением применяется преимущественно с валами типа В1. Она представляет собой металлический рукав, свернутый из стальной профилированной ленты. Профиль ленты при свертывании ее в спираль позволяет получить замок, в котором для уплотнения прокладывается асбестовый шнур.


Броня типа Б1 изготавливается в соответствии с ведомственными техническими условиями ВТУ 132-54 (ВТУ НКЭП 302-43 и ВТУ Э100-58).

Материалом для свертки брони служит стальная лента низкоуглеродистая, холодной прокатки, I—II классов точности, неполированная, особо мягкая, повышенной точности по толщине, обрезаемая по ГОСТу 503-41.



13. Основные виды тканевой и резино-тканевой брони

Тип брони и краткая характеристика	Эскиз
<p>Тканевая броня Т с внутренней спиралью. Отличается гибкостью, легкостью и красивым внешним видом. Применяется для легких валов большой гибкости при незначительной длине (до 1,5—2 м), так как прочность ее в продольном направлении невелика. Основой конструкции служит пружина из термически обработанной стали, покрытая рядом хлопчатобумажных оплеток. Покрытие упругим лаком сообщает броне герметичность и опрятный внешний вид. Серийно производится броня для привода зубоvрачебной бормашины</p>	
<p>Облегченная тканевая броня ОТ. Внутренней спирали не имеет, отличается легкостью и дешевизной. Применяется в приводах, работающих в легких условиях, особенно часто в приводах дистанционного управления различными приборами</p>	
<p>Усиленная тканевая броня УТ отличается от обычной тканевой наличием дополнительных усилительных пружин в местах ожидаемых резких изгибов. Переменный профиль пружины обеспечивает постепенный переход от жесткого наконечника к гибкой броне</p>	
<p>Тканевая броня БТ с внутренней спиралью и проволочной оплеткой. Недостаточно герметична; серийно не производится</p>	

Продолжение табл. 13




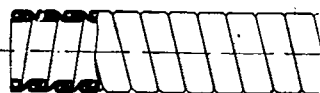
Тип брони и краткая характеристика	Эскиз
<p>Резино-тканевая броня РТ (БЗ). Долговечна, герметична, наименее податлива в продольном направлении. Она состоит из стальной термически обработанной витой ленточной пружины и хлопчатобумажной или стальной оплетки, покрытой слоем вулканизированной резины с кордиными прослойками. Тяжела и затрудняет точное манипулирование инструментом. Производится серийно</p>	

## 14. Основные виды металлической и резино-металлической брони


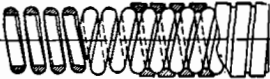
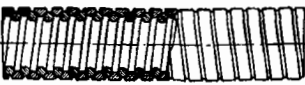
Тип брони и краткая характеристика	Эскиз
<p>Броня Б1 из стальной или стальной оцинкованной ленты (ленточная броня) с асбестовым, или хлопчатобумажным уплотнением. Наиболее дешевый и распространенный тип металлической брони. Отличается легкостью и гибкостью. Недостатки: малая герметичность, низкая износостойкость и невысокое сопротивление искривлению вала при перегрузках. Производится серийно</p>	
<p>Броня Б2 (усиленная) из стальной оцинкованной ленты (ленточная броня) с хлопчатобумажным уплотнением и внутренней спиралью из стальной плоской проволоки. Применяется для приводов, работающих в тяжелых условиях. Более прочна, износостойка и устойчива при перегрузках, чем броня Б1. Лента, идущая на ее изготовление, как правило, легче ленты брони Б1. Производится серийно</p>	



Продолжение табл. 14

Тип брони и краткая характеристика	Эскиз
<p>Броня Б2-О из стальной оцинкованной ленты с хлопчатобумажным уплотнением, внутренней спиралью из стальной плющеной проволоки и наружной оплеткой из стальной оцинкованной проволоки. Оплетка увеличивает прочность брони в продольном направлении. Производится серийно</p>	
<p>Резино-металлическая броня типа Б2-О-Р, покрытая слоем вулканизированной резины с кордными прокладками. Применяется при повышенных требованиях к герметичности, прочности и малой продольной податливости. Отличается дороговизной, большим весом и малой гибкостью. Производится серийно</p>	
<p>Ленточная броня Б2-Л с внутренней спиралью из ленты. Аналогична броне Б2, но имеет более высокие антифрикционные свойства</p>	
<p>Ленточная броня Б1-У усиленного типа со специальным профилем замка. Отличается прочностью, жесткостью, масло- и водонепроницаемостью. Коррозийная стойкость обеспечивается специальными покрытиями. При высоких качествах она легче различных видов брони Б2. Применяется в приводах механизмов для очистки труб паровых котлов</p>	

Продолжение табл. 14

Тип брони и краткая характеристика	Эскиз
<p>Броня Р1-М из медной ленты с хлопчатобумажным уплотнением (с оплеткой и без оплетки) отличается высокими антикоррозийными и антимагнитными свойствами. Применяется в приводах ряда приборов</p>	
<p>Двухпроводочная броня БДП с внутренней спиралью из полукруглой проволоки. Применяется в приводах контрольных приборов, приводах управления и силовых приводах с валами небольших диаметров (при валах диаметром более 10 мм эта броня получается очень тяжелой). Броня отличается высокой износостойкостью и большей гибкостью, чем различные виды брони Б2. Производится серийно</p>	
<p>Четырехпроводочная броня БЧП с внутренним слоем из полукруглой проволоки менее гибка, но более дешева, чем двухпроводочная</p>	<p>См. эскиз брони БДП</p>
<p>Двухпроводочная (БДП-А) и четырехпроводочная (БЧП-А) броня с внутренним слоем из круглой проволоки. Более дешева и менее износостойка, чем проводочная броня с внутренним слоем из полукруглой проволоки</p>	

## 15. Размеры ленты, идущей на свертку рукавов и брони, в мм

Толщина	0,18	0,3	0,35	0,4	0,5	0,6
Допуск по толщине	-0,03	-0,04	-0,04	-0,04	-0,05	-0,05
Ширина	63	76 100	73	76 100	100	76
Допуски по ширине	-0,3	-0,3	-0,3	-0,3	-0,3	-0,4
Толщина	0,65	0,8	0,9	1,0	1,1	1,3
Допуск по толщине	-0,05	-0,07	-0,07	-0,09	-0,09	-0,09
Ширина	24	86	76 100	90 105	76 100	76 100
Допуски по ширине	-0,4	-0,4	-0,4	-0,4	-0,8	-0,6

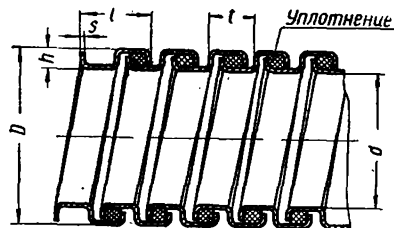
Примечание. Лента предназначена для последующей резки на необходимые размеры по ширине, профилировки и свертки брони или рукавов. Предел прочности 28—40 кг/мм<sup>2</sup>, относительное удлинение при разрыве не менее 30% при расчетной длине образца  $l = 11,3\sqrt{F}$ , где  $F$  — площадь поперечного сечения образца в мм<sup>2</sup>.

## 16. Минимальная глубина вытяжки (по Эриксену)

Толщина ленты в мм . . .	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,8	0,9
Глубина вытяжки . . . . .	7,5	7,7	8,5	8,8	9,1	9,6	9,8
Толщина ленты в мм . . .	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	
Глубина вытяжки . . . . .	10,0	10,5	10,9	11,1	11,5	11,7	

Примечание. Лента может быть неоцинкованной и оцинкованной 7-ОЦ по ГОСТу 3002-58. Уплотнением служит асбестовый шнур по ГОСТу 1779-55 или хлопчатобумажная пряжа (для валов диаметром 6 и 8 мм).

### 17. Основные размеры и вес брони типа Б1 к валам типа В1



Размеры в мм и вес брони в кг	Диаметры валов								
	6	8	10	10	12	16	20	25	30
Номинальный диаметр $d_0$	—	—	15	15	18	22	28	32	38
Внутренний наименьший диаметр $d$	9	11,5	13,5	13,5	16,5	21	25	30	35
Наибольший наружный диаметр $D$	13,5	18,5	20,5	20,5	26	30,5	35	42	48,5
Шаг $t$	—	—	5,5	5,8	5,8	8,5	8,5	9,2	9,2
Сечение профиля $l \times h$	—	—	8,5×2,55	8,6×3,5	8,6×3,5	13,3×4,4	13,3×4,4	14,6×4,6	14,6×4,6
Сечение ленты $L \times s$	—	—	12×0,5 Оцинкованная	12,0×0,9	12,0×0,9	18,0×1,1	18,0×1,1	18,0×1,3	18,0×1,3
Диаметр уплотняющего асбестового шнура	—	—	—	2,5	2,5—3	2,5—3	2,5—3	2,5—3	2,5—3
Диаметр уплотняющего хлопчатобумажного шнура	—	—	1,75	—	—	—	—	—	—
Вес 1 пог. м в кг	0,230	0,457	—	0,569	0,954	1,540	2,045	2,648	3,263

Изготавливается лента из сталей марок 08—10 по ГОСТу 1050-57. Толщина ленты, идущей на свертку брони, 0,4—1,3 мм.

18. Допускаемые отклонения размеров брони по длине при изготовлении ее мерными отрезками

Номинальная длина брони в м	≤2	2—5	5—10	Более 10
Допускаемые отклонения в мм	+50	+80	+125	+150
Примечание. Номинальная длина брони — ее длина в расправленном (слегка вытянутом) состоянии.				

Лента должна иметь металлический цвет, от светло-серого до темно-серого и обладать гладкой поверхностью, не должна иметь выбоин, плен, раковин, оспин, расслоений, волокнистости.

Допускаются мелкие царапины, бугры от валиков, риски, раковины, отдельные пленки. Размеры этих дефектов не должны превышать 0,5 допуска на толщину ленты.

Поверхность брони должна быть ровной, чистой, не иметь трещин, заусенцев, отслоения цинкового покрытия. Концы брони должны быть отрезаны без грубых заусенцев.

В комплект к валам типа В2 диаметром 4; 5; 6,5 и 8,2, а также к валу В1 диаметром 10 мм, который применяется в приводе машинки для стрижки овец, изготавливается броня типа Б1 (табл. 19) из стальной оцинкованной ленты

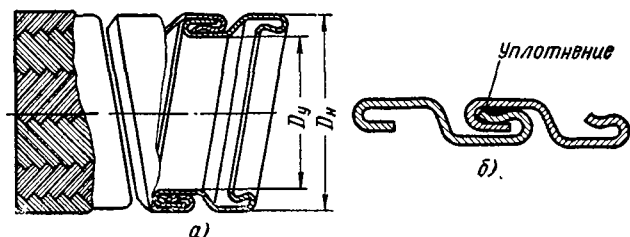
19. Броня типа Б1 для валов В2 (по типу защитных рукавов РЗ-Ц-Х [2], [7])

Диаметр вала в мм	Внутренний диаметр брони в мм	Наружный диаметр брони в мм	Разрывное усилие в кг	Минимальный радиус изгиба в мм	Вес 1 пог. м в кг
3	4	7	15	100	0,160
4	6	8,8	30	125	0,120
5	8	10,8	40	125	0,160
6,5	9 <sub>-0,3</sub>	11,8 <sup>+0,1</sup> <sub>-0,3</sub>	65	150	0,180
8,2	11 <sub>-0,3</sub>	14±0,2	65	180	0,220

(Ст. 08—10, ГОСТ 503-41) с хлопчатобумажным уплотнением. Этот вид брони Б1 аналогичен рукавам РЗ-Ц-Х. Свертка такой брони производится из более тонкой ленты, чем лента, идущая на свертку брони Б1 для валов В1 (табл. 15).

Поверхность брони должна быть чистой, ровной, без коррозии, искажения профиля, разрыва лент, выпадения шнура внутрь или наружу и пропуска уплотнения.

Для валов общего назначения в легких условиях работы броней могут служить так называемые защитные рукава типа РЗ-Ц-Х по ВТУ 131-54 (табл. 20).



Фиг. 4. Всасывающий рукав типа Р2:

а — разрез; б — профиль ленты и замка.

Броня Б2 изготавливается серийно для валов диаметром 8,2 мм. Она может быть использована также для валов диаметром 10 мм. В табл. 21 приведены данные по броне Б2 для валов диаметром 12 мм, получивших наиболее широкое распространение.

Эта броня может быть получена в результате незавершенного процесса изготовления брони Б2-0 или Б2-О-Р для валов диаметром 12 мм (табл. 22).

Броня типа Б2 соответствующих размеров может быть использована для валов В2 диаметром 4; 5 и 6,5 мм в приводах, работающих в тяжелых условиях.

Освоено производство брони Б2 для валов диаметром 16, 20, 25 и 30 мм.

Ленточной броней усиленного типа со специальным профилем замка (см. табл. 14) могут служить конструкции, примерно соответствующие конструкциям нагнетательных рукавов типа Р2 по ГОСТу 3575-47 (фиг. 4, а и б). Однако броню следует при этом свертывать из ленты более толстой, чем лента, используемая для свертки рукавов Р2,

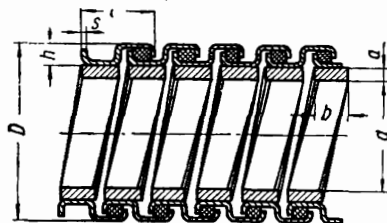
## 20. Защитные рукава типа РЗ-Ц-Х



Диаметр рукава в мм			Вес 1 пог. м в кг не более	Размеры сечения ленты	Диаметр уплот- нения	Минимальный радиус изгиба	Разрывное осевое усилие в кг не менее
номинальный внутренний $D$	минимальный внутренний $D_{\text{в}}$	максималь- ный наруж- ный $D_{\text{н}}$					
3,8	3,6	6,3	0,012	5×0,2	0,65	40	15
6	5,7	8,8	0,12	6×0,3	0,65	40	30
8	7,8	10,9	0,16	6×0,3	0,65	40	40
9,5	9,0	13,5	0,25	8×0,4	1,2	75	80
10	9,6	13,0	0,2	6×0,3	0,65	65	45
11	10,9	14,0	0,22	6×0,3	0,65	65	45
12	11,8	15,8	0,28	8×0,4	1,2	90	80
15	17,6	19,0	0,38	12×0,6	1,5	—	—
				8×0,4	1,2	120	80
				12×0,5	1,5	—	—
18	17,5	22,4	0,44	12×0,6	1,5	—	—
				8×0,4	1,2	150	85
				12×0,9	1,5	—	—
20	19,0	25,0	0,48	8×0,4	1,2	170	100
22	21,0	27,0	0,53	8×0,4	1,2	200	130
25	24,0	30,0	0,58	14×1,1	2,0	—	—
				10×0,4	1,5	200	150
				10×0,4	1,5	250	160
29	28,5	33,6	0,65	10×0,4	1,5	350	190
32	31,0	37,0	0,72	10×0,4	1,5	350	190
38	37,0	43,0	0,85	18×1,3	2,5	—	—
				12×0,4	1,5	350	230
				18×1,3	2,5	—	—
50	48,5	57,5	1,4	12×0,4	1,5	350	230
				18×1,3	2,5	—	—
50	48,5	57,5	1,4	16×0,4	2,0	450	250

Примечание. Материал ленты — сталь 08—10 по ГОСТу 503-41 (оцинкованная 7-ОЦ по ГОСТу 3002-58 или неоцинкованная). Уплотнение — асбестовый шнур по ГОСТу 1779-55 или хлопчатобумажная пряжа.

## 21. Броня типа Б2



Основные показатели	Диаметр валов в мм						
	8,2 и 10	12	16	20	25	30	40
Номинальный внутренний диаметр брони $d$ в мм	16	18	22	26	32	38*	50
Отклонения по диаметру в мм	$\pm 1,2$	$\pm 0,5$	-1,0	-1,0	-2,0	-2,0	$\pm 2,0$
Размеры плоской проволоки внутренней спирали в мм:							
толщина $a$	2	2	1,5	1,5	2,1	2,1	2
ширина $b$	3,8	4,0	5,0	5,0	6,0	6,0	4,7
Внутренний диаметр рукава в мм	20	22	—	—	—	—	54



Основные показатели	Диаметры валов в мм						
	8,2 и 10	12	16	20	25	30	40
Наружный диаметр рукава $D$ в мм не более	25	27	32	36	42	48,5	61
Диаметр асбестового уплотнительного шнура в мм	1,75	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	3,0
Радиус окружности при изгибе брони в кольцо или по дуге в мм не менее	250	200	—	—	—	—	500
Сечение ленты $L \times s$ в мм	—	—	16×0,7	16×0,7	16×0,7	16×0,7	—
Сечение профиля $l \times h$ в мм	—	—	11,6×3,4	11,6×3,4	11,6×3,4	11,6×3,4	—
Шаг в мм	—	—	7,2	7,2	7,2	7,2	—
Осевая нагрузка в кг не более	200	200	—	—	—	—	800
Вес 1 пог. м в кг	1,207	1,7	—	—	—	—	5,755

Примечание. Элементом брони Б2 служат рукава типа РЗ-Ц-Х (табл. 20). Внутренняя спираль навивается из стальной профильной проволоки сечением 4 × 2 мм марки ВС или ОВС (ГОСТ 9389-60), получаемой плетением круглой проволоки. Не допускается выпучивание отдельных витков внутренней спирали внутрь брони.

## 22. Брони РТ (БЗ), Б2-0 и Б2-0-Р для валов диаметром 12 мм

Основные показатели	РТ (БЗ) тип I	РТ (БЗ) тип II	Б2-0	Б2-0-Р
Номинальный внутренний диаметр брони в мм	17,5	16	18	18
Отклонения по диаметру в мм	+0,5 -0,8	+0,3	±0,5	+0,5 -0,8
Размеры плющенной проволоки внутренней спирали в мм (шаг спирали 5 мм):				
толщина (+0,1—0,05)	2	2	2	2
ширина (+0,1—0,2)	3,8	3,8	4,0	3,8
Наружный диаметр рукава без оплетки в мм не менее	—	—	26,5	26,0
Внутренний диаметр рукава в мм	—	—	22,0	22,2
Наружный диаметр в оплетке в мм не более	—	—	27,7	28
Диаметр проволоки оплетки в мм	0,3	0,3	0,3	0,3
Количество прядей в оплетке	—	24	24	36
Количество проволок в пряди	—	8	8	8
Плотность оплетки в %	—	85	85	89,4
Наружный диаметр брони в мм	32	29	27,7	36
Отклонения по диаметру в мм	+2,5 -2,0	+2,5 -2,0	—	±2
Радиус окружности при изгибе брони в кольцо или по дуге в мм	250	250	200	350
Вес 1 пог. м в кг не более			1,75	2,56

Примечание. Рукав оплетается стальной оцинкованной проволокой диаметром 0,3 мм по ГОСТу 1526-42 или меднолуженой проволокой диаметром 0,3 мм по ГОСТу 2112-46. Допускается отсутствие не более двух проволок в любом сечении оплетки и обрыв целой пряди на длине не более 2,5 м. Пропуск пряди после обрыва не должен превышать длины, равной двум шагам. Оборванные проволоки должны быть коротко подрезаны и заделаны внутрь оплетки. Концы рукава и спирали подторцовываются. Оплетка на концах должна быть облужена на длине не менее 50 мм.

На наружной поверхности обрешеченной брони допускаются отпечатки от кромок и складок бинта. Допускается незавальцовка шва наружного резинового слоя без расслоения.

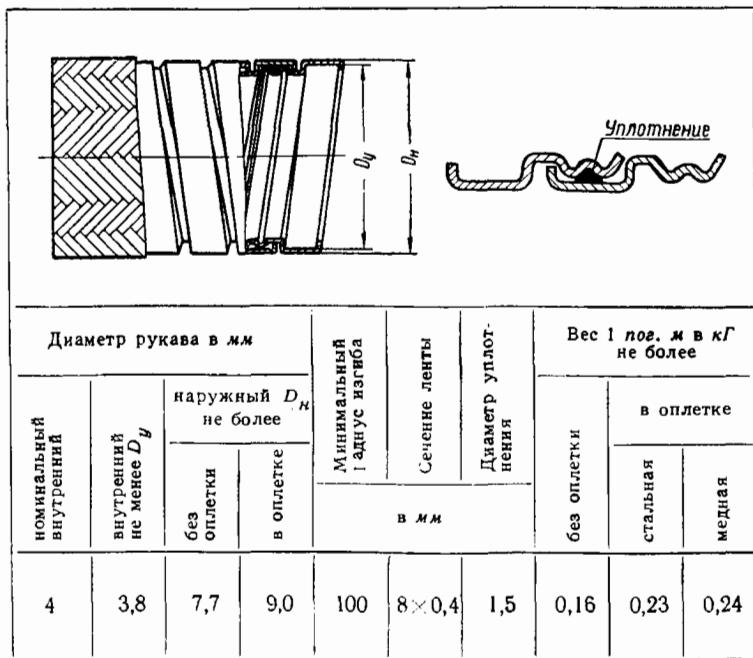
что потребует применения нового оборудования и профилировочно-сверточного инструмента. Большие величины минимальных радиусов изгиба ограничивают возможности применения этой брони. Основной областью ее применения являются приводы для банения трубок паровых котлов.

Броня Р1М (табл. 14) к валам В2-3-Бр свертывается из медной ленты с хлопчатобумажным уплотнением по типу нагнетательных рукавов Р1, изготавливаемых по ГОСТу 3575-47 (табл. 23).

Броня двухпроводочная (БДП, табл. 14) для приводов автомобильных приборов изготавливается серийно в четырех модификациях (БДП-А1, БДП-А2, БДП-А3, БДП-А4), а для силовых приводов в одной модификации — БДП-С1 (табл. 24).

Броня БДП-А1, БДП-А2, БДП-А3 и внешний слой брони БДП-А4 свертываются из конструкционной углеродистой стальной проволоки по ЧМТУ 4525-54. Внутренний слой

23. Нагнетательный рукав типа Р1 (броня Р1-М)



## 24. Модификации двухривольной брони БДП

Диаметр вала в мм	Модификация брони	Размеры брони в мм ( $d_{вн} \times d_{нар}$ )	Обозначение по чертежу изготовителя
1-й тип брони			
3,3	БДП-А1	4,0×6,9	ТБ-002
3,3; 4,1	БДП-А2	4,7×7,7	ТБ-004
2-й тип брони			
4,1	БДП-А3	6,0×9,5	ТБ-006

Продолжение табл. 24

Диаметр вала в мм	Модификация брони	Размеры брони в мм ( $d_{вн} \times d_{нар}$ )	Обозначение по чертежу изготовителя
<b>3-й тип брони</b>			
5,3	БДП-А4	6,0×9,8	ГВ23-А 5205953
<b>4-й тип брони</b>			
8,2	БДП-С1	10×15,4	Броня Б4В70-2
<p>Примечание. На эскизах обозначены: а — внутренний слой брони; б — внешний.</p>			

брони БДП-А3 свертывается из проволоки по ТУ 2-53 (табл. 25).

25. Проволока, применяемая для свертывания двухпроволочной брони

Тип брони	Слой проволоки	Рекомендуемая марка проволоки	Диаметр в мм	Допуск на диаметр	Предел прочности при растяжении $\sigma_{вр}$ в кг/мм <sup>2</sup>
БДП-А1; БДП-А2; БДП-А3; БДП-А4;	Внешний	08 или 10 по ГОСТу 1050-57	1,2	$\pm 0,05$	Не более 45
БДП-С1		Торговая по ГОСТу 3282-46	2,5		—
БДП-А1; БДП-А2; БДП-А3;	Внутренний	35	2,0	$\pm 0,06$	100—140
БДП-А4	—	Химический состав, соответствующий составу стали 65Г (ГОСТ 2052-53 или ГОСТ 7419-55)	2,8	$+0,05$ $-0,02$	120—160
БДП-С1	—	ОВС по ГОСТу 9389-60	3,0	$+0,03$ $-0,02$	165

Проволока 08 на свертку внешнего слоя брони БДП-А1; БДП-А2; БДП-А3 БДП-А4 поступает в отожженном виде. Проволока 35 проходит патентирование.

Поверхность проволоки 35, 65Г, ОВС должна быть светлой, не иметь трещин, окалины, коррозии, равин, наплывов, раковин. В изломе проволоки не допускаются трещины, закаты, надрывы, раскатанные пузыри и посторонние включения.

Для придания броне типов БДП-А1, БДП-А2, БДП-А3; БДП-А4 антикоррозийных свойств и хорошего внешнего вида (темно-коричневой или черной окраски) производится термоокисление.

Повышенные антикоррозийные свойства брони (например, для работы в тропиках) достигаются применением соответствующих материалов или покрытий.

### НАКОНЕЧНИКИ (ШПИНДЕЛИ) ГИБКИХ ВАЛОВ

Наконечники предназначены для соединения гибкого вала с валами приводного агрегата и рабочей машины.

В зависимости от вида соединения с контрдеталью наконечники могут быть разделены на две группы: наконечники с неподвижным креплением (табл. 26) и наконечники со скользящим концом (табл. 27).

Преимущество наконечников со скользящим концом заключается в свободе продольных относительных деформаций вала и брони, что необходимо для нормальной работы привода (особенно при тяжелых нагрузках и извилистых трассах).

Недостатком этих наконечников является возможный выход их из зацепления с контрдеталью при значительных относительных деформациях вала и брони.

Аналогично наконечникам, показанным на 1-м и 2-м эскизах в табл. 27, все наконечники могут выполняться разборными и неразборными. При применении разборных наконечников конец наконечника, требующий особенно тщательного изготовления, сохраняется, а заменяется вал с предварительно закрепленными на нем резбовыми хвостовиками, которые затем могут быть сняты с вала, пришедшего в негодность, и использованы вновь.

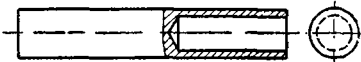
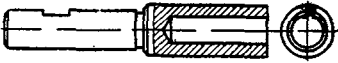
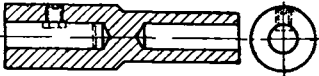
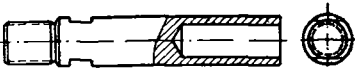
Наконечники могут быть снабжены предохранительными элементами (см. эскиз в табл. 27), предотвращающими выход вала из строя. Вышедший из строя предохранительный элемент легко заменяется новым.

Помимо квадратных профилей хвостовиков наконечников, приведенных в табл. 26 и 27, иногда применяются также шести- и восьмигранные профили, а также трехгранный профиль.

Промышленность не выпускает серийно наконечники валов для большинства приводов, поэтому конструкции серийно изготавливаемых наконечников приведены вместе с конструкциями серийных комплектных передач.

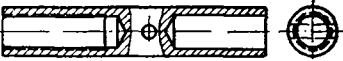
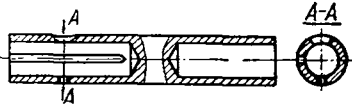

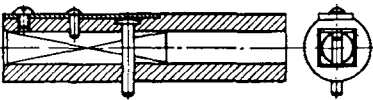
Наконечники к валам крепятся в соответствии с четырьмя основными вариантами, приведенными в табл. 28.

## 26. Наконечники с неподвижным креплением

Тип наконечника и краткая характеристика	Эскиз
<p>Наконечник с гладким цилиндрическим концом. Стопорится винтом. Применяется при небольших нагрузках, прост и удобен при частом монтаже и демонтаже</p>	
<p>Наконечник с гладким цилиндрическим концом и лыской под винт, служащей стопором от продольных и поперечных перемещений. Прост, дешев и удобен в эксплуатации; применяется при малых и средних нагрузках</p>	
<p>Наконечник с охватывающим цилиндрическим концом и стопорным винтом. Применяется в тех же случаях, что и предыдущий</p>	
<p>Наконечник с резьбовым концом и внешней резьбой. Обеспечивает простое и надежное соединение гибкого вала с двигателем и инструмента с валом; применяется преимущественно в приводах электрических инструментов. При значительных относительных деформациях вала и брони применение этого типа наконечника вызывает преждевременный износ привода. Недостатком является также сравнительная длительность монтажа и демонтажа инструмента и крепления вала к двигателю</p>	



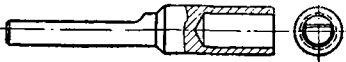
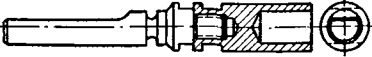
Продолжение табл. 26

Тип наконечника и краткая характеристика	Эскиз
<p>Наконечник с охватывающим резьбовым концом с внутренней резьбой. Применяется в тех же случаях, что и предыдущий</p>	
<p>Наконечник с гладким охватывающим концом под шпонку и поперечный стопорный винт. Применяется в силовых передачах. Обеспечивает надежную передачу значительных крутящих моментов и стопорение от продольных перемещений</p>	
<p>Наконечник с концом под байонетный замок. Удобен в эксплуатации, но его не следует применять в реверсивных передачах. Может быть изготовлен также в виде охватывающего наконечника под байонетный замок</p>	
<p>Наконечник с охватывающим квадратным концом и пружинным стопором. Обеспечивает надежную передачу момента и стопорение от продольных перемещений при толчках и вибрациях. Прост в эксплуатации, но сравнительно тяжел и сложен в изготовлении</p>	
<p>Наконечник с квадратным концом под стопор</p>	<p>см. верхний эскиз на стр. 52</p>



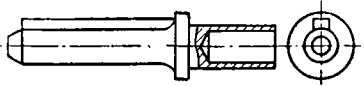
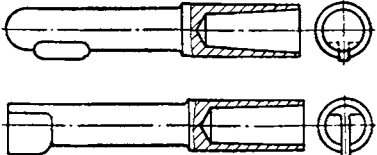
Продолжение табл. 20

Тип наконечника и краткая характеристика	Эскиз
<p>Роль наконечника под стопор выполняет квадратный конец вала. Применяется в приводах автомобильных и мотоциклетных приборов</p>	<p>См. нижний эскиз на стр. 53</p>
<p>Роль наконечника под стопор выполняет круглый (чаще всего опаянный) конец вала. Применяется при незначительных нагрузках и легких условиях работы в небольших приводах управления</p>	<p>—</p>

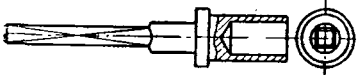
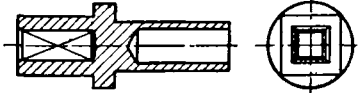
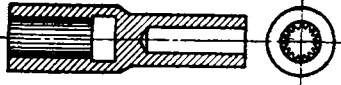
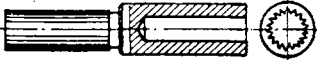
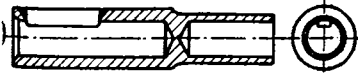
## 27. Наконечники со скользящими концами

Тип наконечника и краткая характеристика	Эскиз
<p>Наконечник с концом «рыбий хвост» под поперечную шпонку или сухарь. В изготовлении более прост, чем другие типы наконечников со скользящими концами. Обеспечивает возможность относительных перемещений вала и брони</p>	
<p>Разборный наконечник с концом «рыбий хвост» под поперечную шпонку или сухарь. Позволяет быстро заменять вал, вышедший из строя, новым валом, с предварительно закрепленным на нем резьбовым хвостовиком; скользящий конец не меняется</p>	

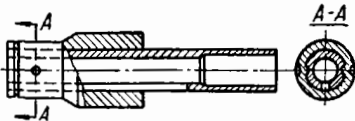
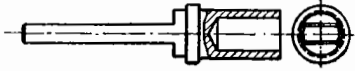
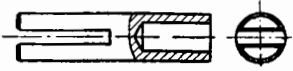
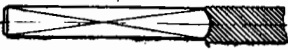
Продолжение табл. 27

Тип наконечника и краткая характеристика	Эскиз
<p>Разборный наконечник с предохранительным элементом и концом «рыбий хвост» под поперечную шпонку или сухарь. При резких толчках нагрузки разрушается легко заменяемый предохранительный элемент, проточка в котором рассчитана на максимально допустимый в данной передаче крутящий момент</p>	
<p>Наконечник с концом под шпошку. Обеспечивает надежную передачу значительных крутящих моментов. Более сложен в изготовлении, чем предыдущий тип. Для обеспечения легких относительных перемещений вала и брони требуется тщательное изготовление наконечника</p>	
<p>Наконечник со шпоночным концом. Удобен в небольших приводах при изготовлении его отливкой под давлением</p>	
<p>Наконечник со шпонкой, оттянутой из материала наконечника. Прост в изготовлении. Получил широкое распространение в приводах автомобильных и иных приборов</p>	


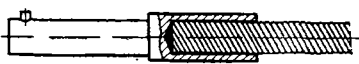
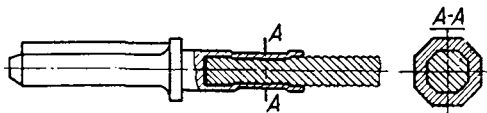
Продолжение табл. 27

Тип наконечника и краткая характеристика	Эскиз
<p>Наконечник с квадратным концом. Удобен и прост в изготовлении, особенно при отливке под давлением; получил широкое распространение в приводах автомобильных приборов</p>	
<p>Наконечник с охватывающим квадратным концом. Прост в изготовлении при отливке под давлением. Широко распространен в приводах приборов</p>	
<p>Наконечник с концом, имеющим мелкие треугольные шлицы. Обеспечивает точное центрирование и надежную передачу момента. Дорог в изготовлении</p>	
<p>Наконечник с охватывающим концом, имеющим мелкие треугольные шлицы, свойства те же, что и предыдущего типа наконечника</p>	
<p>Наконечник с охватывающим концом и шпонкой, обычно сваренной или впаянной медью. Весьма дорог в изготовлении; обеспечивает надежное крепление</p>	

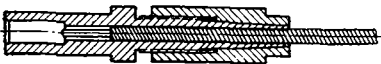
Продолжение табл. 27

Тип наконечника и краткая характеристика	Эскиз
<p>Наконечник с охватывающим цилиндрическим концом под шпонку и муфтой, закрепленной на нем двумя просечками. Свойства те же, что и у предыдущего типа наконечника</p>	
<p>Наконечник с плоским (сухарным) концом. Очень прост и дешев в изготовлении</p>	
<p>Наконечник пазовый под плоский конец (сухарь) в контрдетали. Свойства те же, что и у предыдущего типа наконечника</p>	
<p>Роль наконечника выполняет осаженный конец вала. Наиболее простое и дешевое решение для передач малой мощности и приборного привода. Получил широкое распространение в автомобильной промышленности</p>	

## 28. Способы крепления наконечников к гибким валам

Способ крепления и краткая характеристика	Эскизы
<p>Крепление наконечников к валу стопорными винтами. Применяется в легких передачах с незначительными крутящими моментами и осевыми усилиями. При фасонном конце вала более надежен, чем при круглом</p>	
<p>Крепление наконечников к валу пайкой. Надежно и просто в изготовлении, но часто является причиной неполадок и даже выхода передачи из строя из-за пережога проволок, кислотной коррозии, нарушений центровки и перекосов при пайке. Пайка производится оловяно-свинцовым припоем марки ПОС-18 по ГОСТу 1499-54. Лучшие результаты дает пайка без кислоты</p>	
<p>Крепление наконечников к валу осаживанием. Весьма совершенный, простой, надежный и экономичный способ крепления; получил широкое распространение в массовом производстве. При диаметрах валов более 8 мм возникают некоторые трудности, возрастающие по мере увеличения диаметра вала; требуется специальное прессовое оборудование и оснастка</p>	

Продолжение табл. 28

Способ крепления и краткая характеристика	Эскизы
<p>Цанговое крепление наконечников к валу, обеспечивающее быструю замену вала, вышедшего из строя</p> <p>Недостатки: сложность и дороговизна наконечников, увеличение веса и габаритов арматуры, часто недостаточная надежность из-за упругих деформаций вала</p>	

### АРМАТУРА БРОНИ

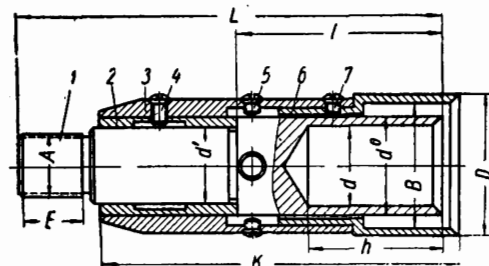
Арматура брони служит для присоединения ее к неподвижным частям приводного агрегата и рабочей машины или инструментальной головки электрического инструмента. Одновременно с этим арматура брони в ряде случаев является также подшипником для наконечников вала.

Многочисленные конструктивные разновидности арматуры брони можно разделить на три группы: арматура с опорами скольжения, с опорами качения и без опор.

Образцом арматуры с опорами скольжения является нормальная арматура, серийно выпускаемая заводами к комплектным передачам типа В-100. В арматуре, показанной в табл. 29 и 30, винты 4 служат для фиксации бронзовых втулок 2, а отверстия под них — для введения консистентной смазки. Винтами 7 корпуса 3 арматуры крепятся к муфтам 6. Для стопорения наконечника 1 при навинчивании детали на его резьбовой хвостовик винты 5 вывертываются и в отверстия корпуса вводится штырь, проходящий сквозь поперечное отверстие в наконечнике. Материал втулок — бронза прутковая марки Бр. ОЦС 6-6-3 по ГОСТу 613-50, а также Бр. АЖ 9-9 или Бр. АЖМц 10-3-1,5 по ГОСТу 493-54. Материал наконечников — сталь 45 и Ст. 5, материал корпуса — сталь марки Ст. 3.

Резьба наконечников для валов правого вращения правая, для валов левого вращения — левая.

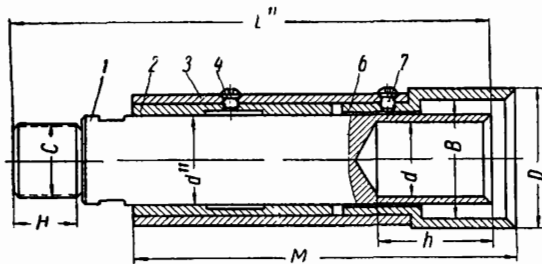
29. Размеры арматуры с бронзовыми втулками (к инструменту)



Диаметр вала в мм	А в дюй- мах	Е	h	К	l	L'	В	d	d'	d' втулки	D	d°	Вес в кг
8	5/16	10	15	80	28	—	19,5 <sup>+0,5</sup>	8 <sup>+0,4</sup> <sub>+0,3</sub>	8 <sup>-0,020</sup> <sub>-0,070</sub>	8 <sup>+0,025</sup>	23	10 <sub>-0,12</sub>	0,19
10	3/8	13	20	83	32	80	21,5 <sup>+0,5</sup>	10 <sup>+0,4</sup> <sub>+0,3</sub>	10 <sup>-0,020</sup> <sub>-0,070</sub>	10 <sup>+0,030</sup>	26	12 <sub>-0,12</sub>	0,24 <sub>2</sub>
12	3/8	15	25	86	43	95	26,0 <sup>+0,5</sup>	12 <sup>+0,5</sup> <sub>+0,4</sub>	12 <sup>-0,020</sup> <sub>-0,070</sub>	12 <sup>+0,035</sup>	32	15 <sub>-0,12</sub>	0,32
16	1/2	18	30	96	45	105	31,5 <sup>+0,5</sup>	16 <sup>+0,5</sup> <sub>+0,4</sub>	14 <sup>-0,020</sup> <sub>-0,070</sub>	14 <sup>+0,035</sup>	35	20 <sub>-0,14</sub>	0,56
20	5/8	23	40	108	55	130	36,5 <sup>+0,5</sup>	20 <sup>+0,5</sup> <sub>+0,4</sub>	18 <sup>-0,020</sup> <sub>-0,070</sub>	18 <sup>+0,035</sup>	42	24 <sub>-0,28</sub>	0,80
25	3/4	23	50	130	70	153	42,5 <sup>+0,5</sup>	25 <sup>+0,5</sup> <sub>+0,4</sub>	21 <sup>-0,025</sup> <sub>-0,085</sub>	21 <sup>+0,045</sup>	48	30 <sub>-0,28</sub>	1,15
30	1	25	60	146	80	—	49,0 <sup>+0,5</sup>	30 <sup>+0,7</sup> <sub>+0,6</sub>	26 <sup>-0,025</sup> <sub>-0,085</sub>	26 <sup>+0,045</sup>	55	35 <sub>-0,28</sub>	1,80



30. Размеры арматуры с бронзовыми втулками (к электродвигателю)

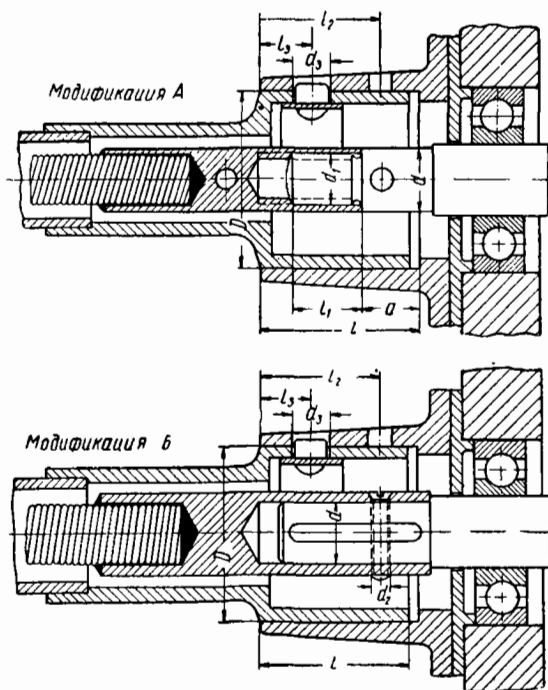


Диаметр вала в мм	С в дюй- мах	H	h	M	L"	B	в мм				Вес в кг
							d	d"	d" втулки	D	
8	5/16	10	15	80	60	19,5 <sup>+0,5</sup>	8 <sup>+0,4</sup> <sub>+0,3</sub>	10 <sup>-0,020</sup> <sub>-0,070</sub>	10 <sup>+0,030</sup>	23	0,21
10	3/8	15	20	80	80	21,5 <sup>+0,5</sup>	10 <sup>+0,4</sup> <sub>+0,3</sub>	12 <sup>-0,020</sup> <sub>-0,070</sub>	12 <sup>+0,035</sup>	26	0,26
12	1/2	18	25	84	110	26,0 <sup>+0,5</sup>	12 <sup>+0,5</sup> <sub>+0,4</sub>	15 <sup>-0,020</sup> <sub>-0,070</sub>	15 <sup>+0,035</sup>	32	0,38
16	5/8	18	30	96	130	31,5 <sup>+0,5</sup>	16 <sup>+0,5</sup> <sub>+0,4</sub>	20 <sup>-0,025</sup> <sub>-0,085</sub>	20 <sup>+0,045</sup>	35	0,64
20	3/4	22	40	108	150	35,5 <sup>+0,5</sup>	20 <sup>+0,5</sup> <sub>+0,4</sub>	24 <sup>-0,025</sup> <sub>-0,085</sub>	24 <sup>+0,045</sup>	42	0,90
25	1	25	50	132	175	42,5 <sup>+0,5</sup>	25 <sup>+0,5</sup> <sub>+0,4</sub>	30 <sup>-0,025</sup> <sub>-0,085</sub>	30 <sup>+0,045</sup>	48	1,35
30	1 1/8	25	60	150	200	49,0 <sup>+0,5</sup>	30 <sup>+0,7</sup> <sub>+0,6</sub>	34 <sup>-0,030</sup> <sub>-0,090</sub>	34 <sup>+0,050</sup>	55	2,00

## 31. Арматура с нерегулируемыми опорамн качения

Диаметр вала в мм	№ подшипника	Вес в кг	Применение арматуры
16	201	0,6	Приводы электронинструментов
16	202	0,73	Аппаратура для очистки котлов
20	202	0,755	То же
25	202	0,850	То же

Приведенная в табл. 31 арматура с опорами качения более совершенна, чем арматура с опорами скольжения. Однако при малых и больших диаметрах валов арматура с опорами скольжения обладает несомненными преимуществами.



Фиг. 5. Варианты конструкции крепления вала и арматуры по DIN 2995/A.

Эти преимущества сохраняются при работе валов малых диаметрах (2—4 мм) на сверхвысоких скоростях (20 000—30 000 об/мин). К преимуществам регулируемой арматуры на опорах качения относится также возможность устранения эксплуатационных зазоров путем затяжки двух радиально-упорных подшипников с помощью гайки или распорной втулки. Недостатками арматуры на опорах качения являются сравнительно большой вес и габариты.

Для получения малогабаритной арматуры применяются радиально-упорные шарикоподшипники без наружного и внутреннего колец.

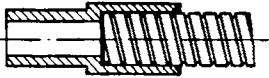
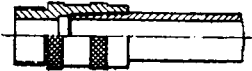
На фиг. 5 показаны две разновидности крепления арматуры и наконечников к приводному агрегату (по DIN 2995/A), а в табл. 32 приведены их размеры.

Эти крепления могут быть применены в различных силовых приводах, так как отличаются простотой изготовления и монтажа, а также надежностью.

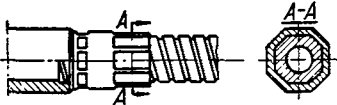
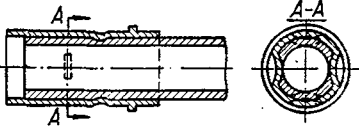
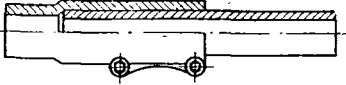
32. Присоединительные размеры нормальных силовых приводов по DIN 2995/A (см. фиг. 5)

Диаметр вала в мм	$d$	Модификация А			Модификация Б			$l$	$d_2$	$l_2$
		$d_1$	$l_1$	$a$	$d_2$	$l_2$	$D$			
6 и 7	8	M6	10	8	M3	15	20	20	6	8
8 и 9	10	M8	12	8	M4	18	25	25	8	10
10	12	M10	14	10	M4	22	30	30	8	10
10	14	M10	14	10	M4	22	30	30	8	10
12	14	M10	14	10	M4	22	30	30	8	10
15	15	M14	18	12	M5	28	40	40	8	12
15	18	M14	18	12	M5	28	40	40	8	13
20	18	M14	18	12	M5	28	40	40	8	13
20	20	M14	18	12	M5	28	40	50	8	13
20	22	M14	18	12	M5	28	40	50	8	13
25	25	M20	22	12	M6	28	50	60	8	13
25	28	M20	22	12	M6	28	50	60	8	13

33. Способы крепления арматуры к броне

Крепление и краткая его характеристика	Эскизы
Пайкой. Надежно, но операция малопроизводительна и относительно сложна	
Резьбовое. Просто, удобно, надежно, особенно при конической резьбе. Арматуру снимают без разрушения брони или арматуры. Такое крепление осуществимо, в основном, только при тканевой, резино-тканевой и резино-металлической броне	

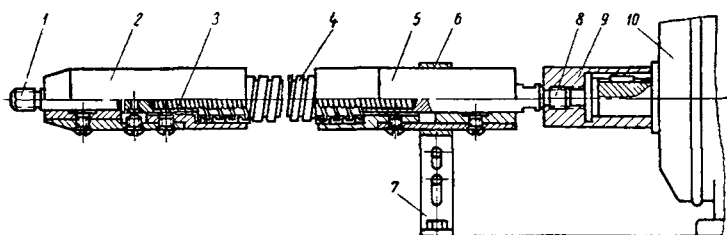
Продолжение табл. 33

Крепление и краткая его характеристика	Эскизы
<p>Осаживанием. Надежно. Операция отличается высокой производительностью. Демонтаж соединения связан с разрушением обоих соединяемых элементов или одного из них</p>	
<p>Просечками. Надежно и технологически просто, особенно при креплении арматуры значительных размеров к резино-тканевой или резино-металлической броне. Демонтаж связан с неполным разрушением одного из соединяемых элементов</p>	
<p>Клеммами или специальными зажимами. Просто, надежно. Возможен демонтаж без разрушения соединяемых элементов. Недостатки — значительный вес и габариты</p>	
<p>Комбинированное — пайкой и просечками. Применяется в ответственных приводах с резино-металлической броней, работающих в тяжелых условиях</p>	

## КОМПЛЕКТНЫЕ ПЕРЕДАЧИ С ГИБКИМИ ВАЛАМИ

### КОМПЛЕКТНЫЕ СИЛОВЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Наиболее прост и дешев комплектный привод В-100 (фиг. 6). Однако он работает удовлетворительно лишь при отсутствии перегрузок и толчков нагрузки, а также сравнительно незначительных скоростях вращения (3000—



Фиг. 6. Комплектный силовой привод В-100:

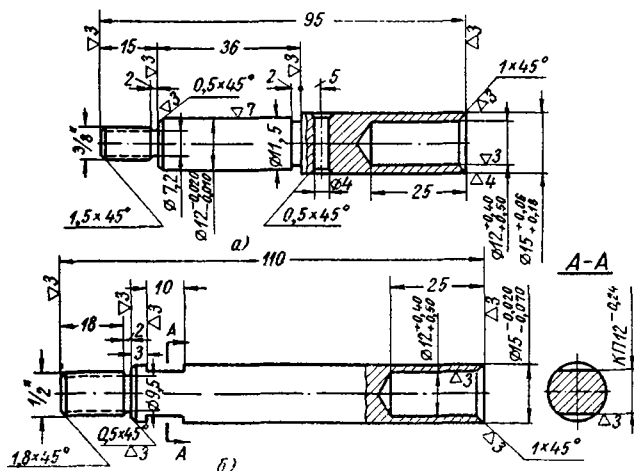
1 и 8 — наконечники; 2 и 5 — арматура брони; 3 — гибкий вал; 4 — броня; 6 — хомут; 7 — кронштейн; 9 — муфта; 10 — электродвигатель.

1000 об/мин) при диаметрах валов (8—30 мм). При перегрузках и толчках нагрузки привод вибрирует и петлеобразно изгибается, следствием чего является усиленное истирание вала и брони и неравномерное вращение ведомого конца вала. При высоких скоростях вращения перегреваются арматура и броня в местах наиболее резких изгибов.

Размеры нормализованной арматуры привода В-100 приведены в табл. 29 и 30. На фиг. 7 показаны нормализованные наконечники для вала диаметром 12 мм. Конструкции наконечников для валов других диаметров ана-

логичны, и их основные размеры соответствуют данным, приведенным в табл. 29 и 30.

Конструкцию привода В-100 можно улучшить установкой арматуры с опорами качения (см. табл. 31), весьма сходной в остальном с нормальной арматурой привода В-100 на опорах скольжения.

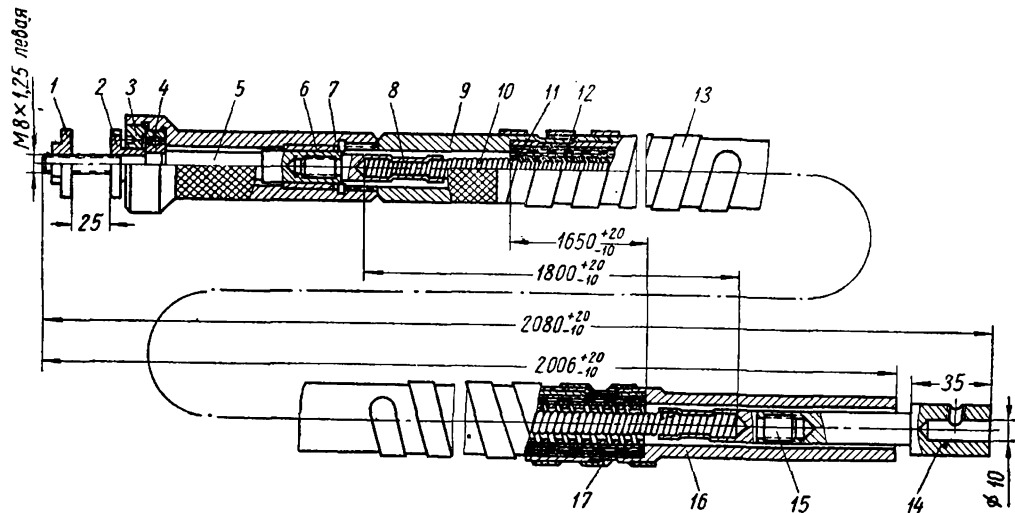


Фиг. 7. Наконечники из комплекта нормальной арматуры с опорами скольжения к валам диаметром 12 мм:

а — к инструменту; б — к двигателю.

Привод В-100 (см. фиг. 6) крепится к электродвигателю муфтой 9 и хомутом 6 при помощи кронштейна. Такое крепление не совсем удачно, так как трудно обеспечить стабильную соосность хомута и рабочего вала приводного агрегата.

Привод В-101 (фиг. 8) более удачен по конструкции, чем привод В-100. Он изготавливается по ВТУ 147-56. Задний наконечник находится во втулке, насаженной на вал электродвигателя, и подшипника не имеет. Передний наконечник входит в конец шпинделя, опирающийся на втулку (текстолит по ГОСТу 5385-50). Основной опорой шпинделя, несущей поперечную нагрузку, является шарикоподшипник. Конец шпинделя приспособлен для крепления на нем различного инструмента, применяющегося



Фиг. 8. Комплектный силовой привод В-101 (нового типа):

1 — фасонная гайка; 2 — упорная гайка; 3 — специальная гайка; 4 — подшипник; 5 — шпindelь; 6 — опорная втулка шпинделя; 7 — корпус арматуры; 8 и 15 — наконечники; 9 и 16 — муфты брони; 10 — гибкий вал; 11 — внутренняя спираль брони; 12 — оплетка и резиновое покрытие брони; 13 и 17 — усилительные пружины; 14 — муфта (к валу электродвигателя).



при ремонте и обслуживании автомобилей (рашпелей, шлифовальных кругов, щеток, полировальных кругов).

В улучшенном приводе В-101 (фиг. 8) применены более прогрессивный и надежный метод крепления наконечников осаживанием, резино-тканевая броня РТ (БЗ) более масло- и водонепроницаемая, чем броня Б2-0 в прежнем типе привода [4].

В эксплуатации имеется привод В-102 [4] для обработки инструмента, штампов, приспособлений.

Приводы В-103 применяются в глубинных бетонных вибраторах. В ряде случаев, особенно при бетонировании сложно армированных конструкций, гибкий вал является единственным типом привода вибробулавы, позволяющим вести виброобработку бетона в труднодоступных местах. Этот тип привода применяется также в электрошлифовальных машинах. Оба наконечника вала — скользящие под шпонку, либо в виде «рыбьего хвоста». Броня типа Б2-0-Р с наружным слоем из вулканизированной резины с кордными прокладками предохраняет от попадания влаги внутрь привода.

Слой корда и оплетка увеличивают сопротивление брони растяжению.

Привод В-103 [4] заменен приводом В-110.

Привод В-104 [4] со специальной коробкой передач был выпущен небольшой опытной партией. Однако по своей конструкции он является весьма совершенным и удобным приводом. Конструктивные особенности этого привода могут быть с успехом применены при создании новых приводов подобных типов. Можно рекомендовать применение конструкции в целом, предусматривая при этом укомплектовку привода серийными валами В2-8,2; В3-8 и броней Б2-0; РТ (БЗ), а также некоторое уменьшение длины привода и шарнирное крепление двигателя.

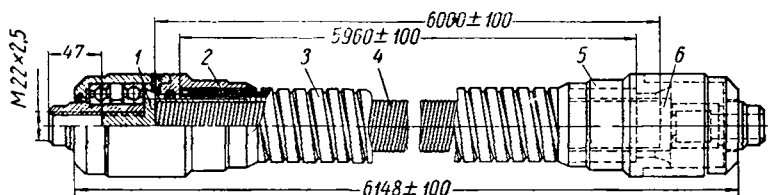
Привод В-105 (фиг. 9), предназначенный для работы при значительных нагрузках, имеет одинаковые по конструкции регулируемые опоры на обоих концах (фиг. 10). Этот привод применяется также в механизмах для очистки труб паровых котлов (табл. 34).

В табл. 31 приведена арматура приводов для очистки труб паровых котлов.

В этих приводах можно рекомендовать применение брони по типу рукава Р2, свернутого из более толстой

ленты, чем обычно. В связи со значительной длиной привода В-105 допускается одно промежуточное стыкование брони.

Привод В-106 (фиг. 11, ТУ 99-51) показал относительно высокие эксплуатационные качества. Арматура брони

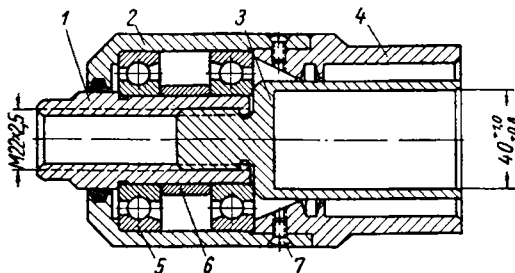


Фиг. 9. Комплектный силовой привод В-105:

1 и 6 — наконечники; 2 и 5 — арматура брони в сборе; 3 — броня; 4 — гибкий вал.

подшипников не имеет. Конструкция привода отличается простотой.

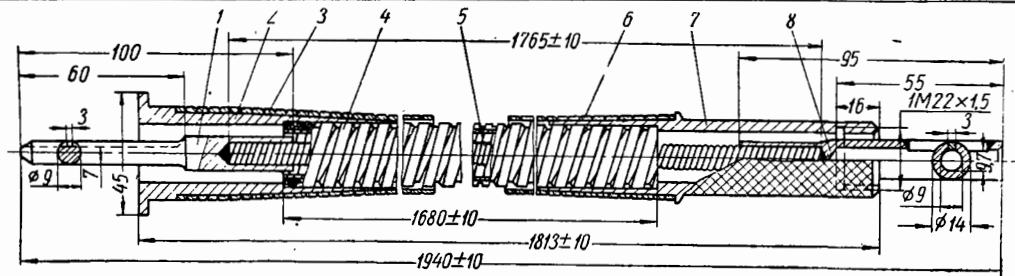
Привод машинки для стрижки овец существует в нескольких модификациях, одна из которых показана



Фиг. 10. Арматура с опорами качения для привода с валом диаметром 40 мм:

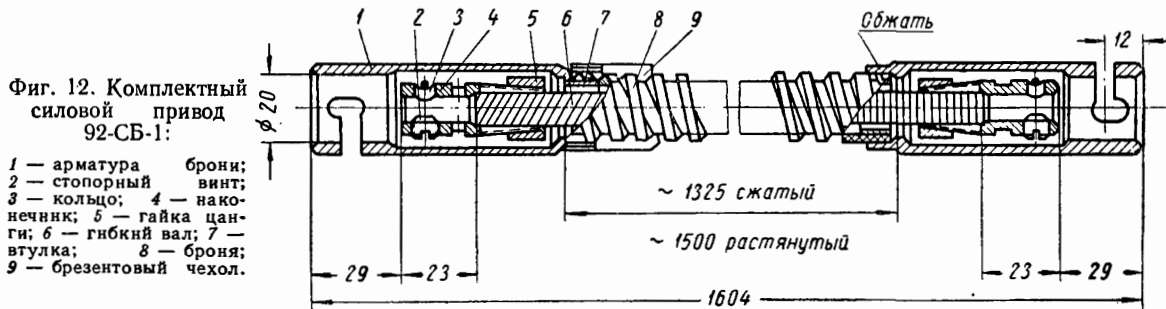
1 — шпindelь; 2 — корпус арматуры; 3 — наконечник вала; 4 — муфта брони; 5 — подшипник № 207; 6 — дистанционная втулка; 7 — винт.

на фиг. 12. Особенностью этой конструкции является байонетное крепление арматуры брони к машинке для стрижки и неподвижным деталям приводного агрегата. Арматура брони крепится к броне осаживанием, для чего внутрь брони в месте осаживания предварительно вводят металлическую втулку.



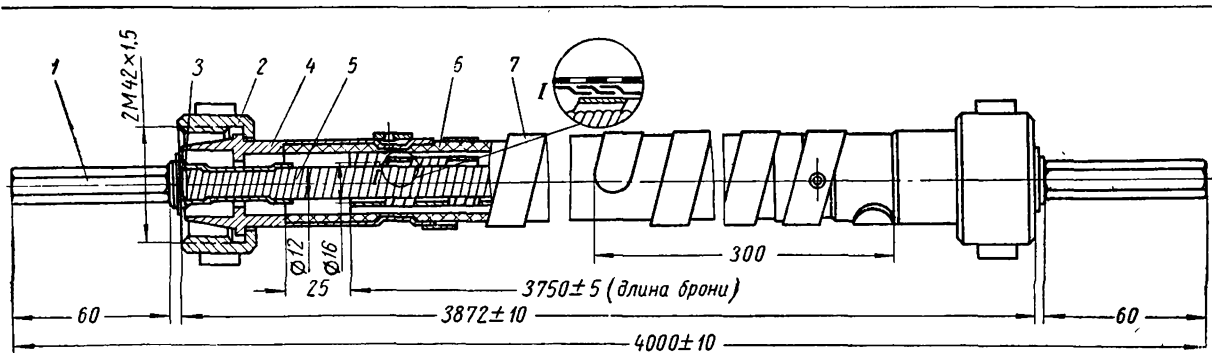
Фиг. 11. Комплексный силовой привод В-106:

1 и 8 — накоеичники; 2 и 7 — арматура брони; 3 и 6 — усилительные пружины; 4 — броня;  
5 — гибкий вал.



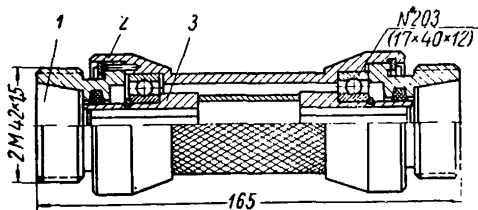
Фиг. 12. Комплексный силовой привод 92-СВ-1:

1 — арматура брони;  
2 — стопорный винт;  
3 — кольцо; 4 — накоеичник;  
5 — гайка цанги; 6 — гибкий вал; 7 — втулка;  
8 — броня;  
9 — брезентовый чехол.



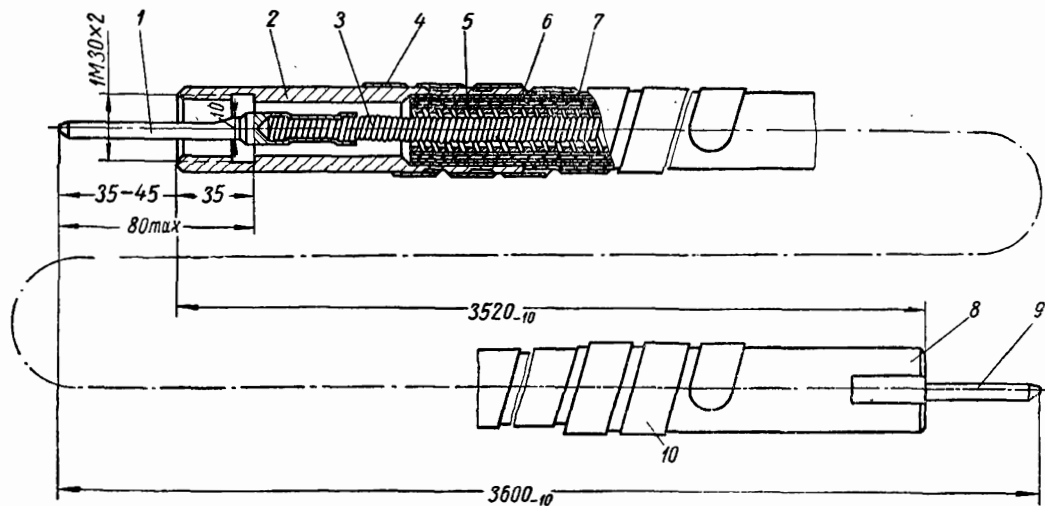
Фиг. 13. Комплектный силовой привод ВГ-2 (В-107):

1 — наконечник; 2 — гайка; 3 — кольцо; 4 — арматура брони; 5 — гибкий вал; 6 — броня; 7 — усилительная спираль.



Фиг. 14. Соединительная муфта привода ВГ-2 отбойного молотка для угольной промышленности:

1 — хвостовики для навинчивания арматуры; 2 — корпус муфты; 3 — втулка для введения наконечников валов.

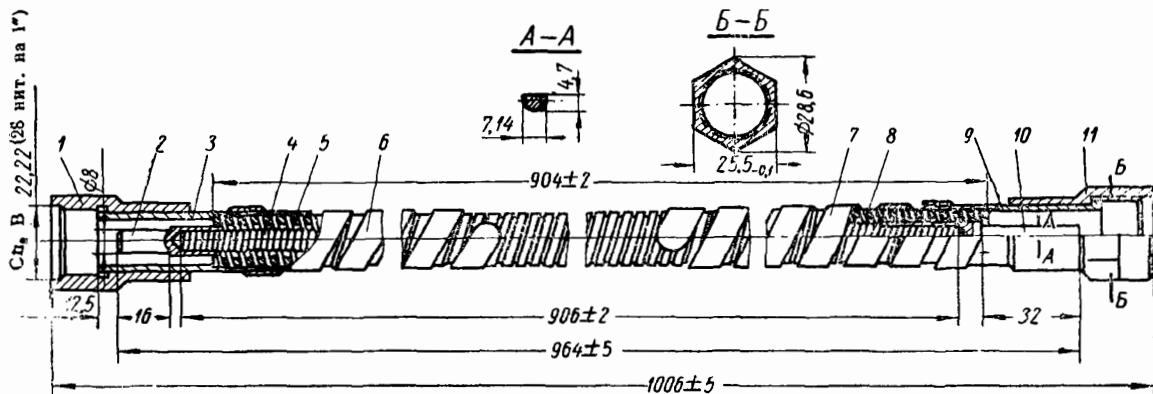


Фиг. 15. Комплектный силовой привод В-110:

1 и 9 — наконечники вала; 2 и 8 — арматура (муфты) брони; 3 — гибкий вал; 4 и 10 — усиленные пружины; 5 — внутренняя спираль брони; 6 — оплетка; 7 — вулканизированная резина с кордными прослойками.



Сдв. В 22,22 (28 нит. на 1")

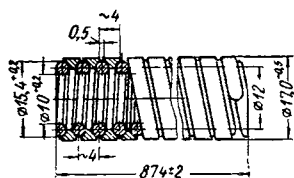


Фиг. 17. Комплексный силовой привод В-112:

1 и 11 — накладные гайки крепления привода; 2 — передний наконечник; 3 и 9 — муфты брони; 4 — гибкий вал; 5 и 8 — броня; 6 и 7 — усилительные пружины; 10 — наконечник.

вместо применявшейся раньше брони Б2-0-Р, что облегчило привод примерно на 2 кг и сделало его более гибким.

Наконечник со скользящим концом типа «рыбий хвост» является лучшим наконечником для приводов, в которых возможны большие относительные продольные деформации вала и брони. На фиг. 16



Фиг. 18. Двухпроводочная броня (тип БДП-С1) для привода В-112.

показан наконечник со скользящим концом «рыбий хвост» для вала диаметром 12 мм, наиболее распространенного в силовых передачах средней мощности.

Вспомогательный станочный привод В-112 (фиг. 17), изготовляемый по ТУ 160-58, благодаря сочетанию высоких качеств вала В3-8 (см. табл. 10), брони БДП-С1 (см. табл. 25) и надежной арматуры отличается надежностью и долговечностью. Двухпроводочная броня БДП-С1 для привода В-112 показана на фиг. 18 и в табл. 24.

Привод В-112 (фиг. 17), изготовляемый по ТУ 160-58, благодаря сочетанию высоких

Привод зубообрабатывающих бормашинок изготовляется в соответствии с ГОСТом 2789-59.

#### 34. Комплектные силовые передачи

Обозначение привода	Вал	Броня	Вес привода	Применение и основные параметры
В-100 (В1-В1-А) (фиг. 6)	В1-8 В1-10 В1-12 В1-16 В1-20 В1-25 В1-30	11,5 × 18,5 13,5 × 20,5 16,5 × 26 21 × 30,5 25 × 35 30 × 42 36 × 48	Сумма весов вала, брони и арматуры (табл. 4, 17, 29, 30)	Металло- и деревообрабатывающий инструмент. чистка литейных форм, очистка литья, очистка труб паровых котлов
В-101 (фиг. 8)	В1-12	РТ (Б3) 17,5 × 32	8,0	Работы по ремонту и обслуживанию автомобилей $M_k = 13$ кгсм



Продолжение табл. 34

Обозначение привода	Вал	Броня	Вес привода	Применение и основные параметры
В-104	Спец. типа В2 $\varnothing 7,2 \pm 0,2$	Типа Б2	5,9	Привод универсального электроинструмента $N = 1,36$ л. с.
	В2-8,2 УВ3-8,0	БТ (РЗ) Б2-0 16×25	—	
В-105 (фиг. 9)	В1-40	52 50×61	88,0	Привод механизмов со значительными нагрузками. Привод механизма для очистки труб паровых котлов
В-106 (фиг. 11)	В2-8,2	Б2 16×23,8	3,8	Привод механизмов для очистки поверхности металла от коррозии и старой краски $n = 1280$ об/мин $N = 0,55$ л. с.
92-СБ-1 (фиг. 12)	В1Л-10	Б1 13,5×20,5 из ленты 12×0,5 в брезентовом чехле	3,1	Привод машинки для стрижки овец $n = 2800$ об/мин $N = 0,17$ л. с.
ВГ-2 (В-107) (фиг. 13)	В2-12 (спец.)	Б2-0-Р $16^{+0,6}_{-0,5} \times 28,2 \pm 0,2$	9,53	Привод отбойного молотка для угольной промышленности. Броня с внутренней спиралью из ленты

Продолжение табл. 34

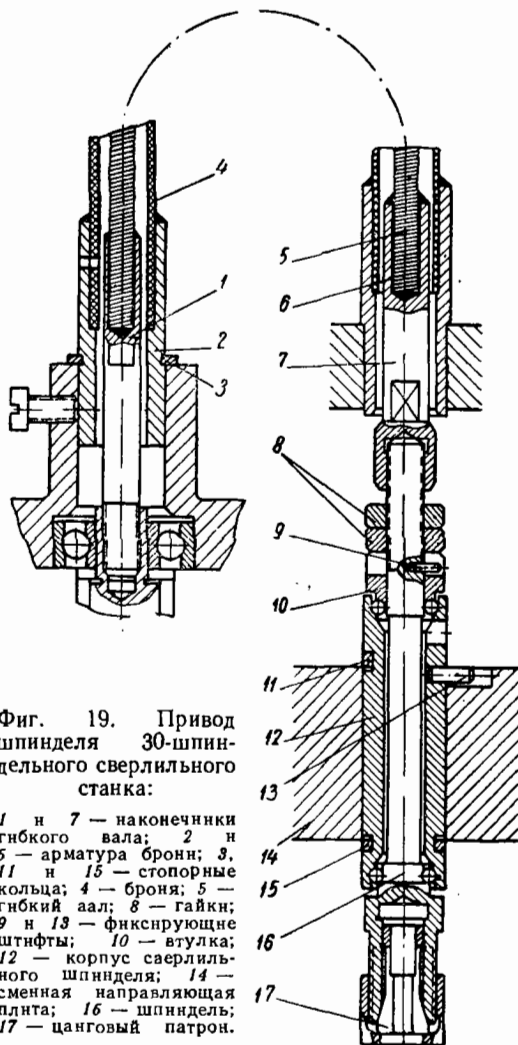
Обозначение привода	Вал	Броня	Вес привода	Применение и основные параметры
В-110 (фиг. 15)	В1-12	РТ (Б3) 17,5×32	10,0	Привод глубинного бетонного вибратора И-116 и шлифовальной машины И-54А, $n = 2800$ об/мин $N = 1,36$ л. с.
В-112 (фиг. 17)	В3-8	БДП-С1 (Б4) 11×17	2,0	Вспомогательный привод металлорежущих станков $M_k = 10$ кгсм

В эксплуатации имеются еще и другие типы комплектных силовых приводов отечественного или иностранного производства, обладающие специфическими конструктивными особенностями. Эти конструктивные особенности могут быть использованы при создании новых приводов.

Привод сверлильного шпинделя 30-шпиндельного сверлильного станка для сверления мелких отверстий в стрингерах, лонжеронах и других длинных деталях, показан на фиг. 19. Передача вращения от электродвигателя на три шпиндельных блока (по 10 шпинделей в каждом) производится клиновыми ремнями. От шпиндельных блоков шпинделям вращение передается гибкими валами В1-6. Конструкция сменной плиты 14 обеспечивает расположение шпинделей 16 в один и несколько рядов в шахматном порядке при минимальном межосевом расстоянии между соседними шпинделями 18 мм.

Наконечники 1 и 7 вала 5 жестко закреплены на приводном валу шпиндельного блока и на шпинделе 16. Арматура брони не является подшипником для наконечников.

Сверлильный шпиндель 16 установлен в регулируемых радиально-упорных шарикоподшипниках. Затяжка подшипников производится гайками 8. Используются малогабаритные бессепараторные подшипники без наружного и внутреннего колец. Функции внутреннего кольца подшипника выполняет сверлильный шпиндель 16



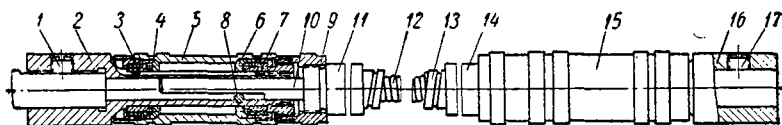
Фиг. 19. Привод шпинделя 30-шпиндельного сверлильного станка:

1 и 7 — наконечники гибкого вала; 2 и 6 — арматура брони; 3, 11 и 15 — стопорные кольца; 4 — броня; 5 — гибкий аал; 8 — гайки; 9 и 13 — фиксирующие штифты; 10 — втулка; 12 — корпус сверлильного шпинделя; 14 — сменная направляющая плита; 16 — шпиндель; 17 — цанговый патрон.

Примечание. Ось ведущего конца аала и наконечника 1 горизонтальна.

и втулка 10. Функции наружного кольца шарикоподшипника выполняются корпусом 12 сверлильного шпинделя, закрепляемым в направляющей плите 14 станка.

Комплектный силовой привод с малогабаритными радиально-упорными шарикоподшипниками, показанный на фиг. 20, применяется как универсальный привод для механизированного инструмента. Внутренние кольца шарикоподшипников насажены на хвостовики муфт 2 и 16 приводного и рабочего агрегатов и зафиксированы от угловых смещений. Регулировка подшипников по мере



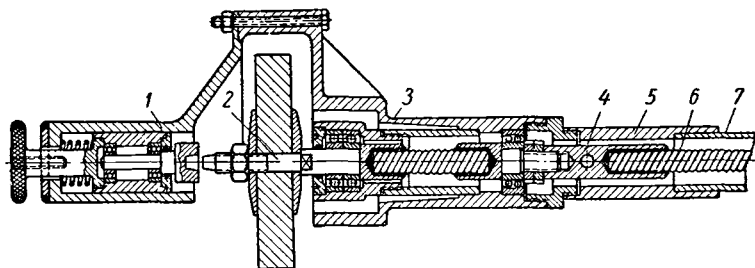
Фиг. 20. Комплектный силовой привод с малогабаритными радиально-упорными шарикоподшипниками:

1 и 17 — стопорные винты; 2 и 16 — муфты; 3 и 7 — гайки специальные; 4 и 6 — внешние обоймы подшипников; 5 и 15 — корпуса; 8 — шпонка поперечная; 9 — муфта, соединяющая корпус с арматурой брони; 10 — наконечник вала; 11 и 14 — арматура брони; 12 — гибкий вал; 13 — броня.

их износа производится гайками 3 и 7. Сохранность смазки обеспечивается уплотняющими кольцами и гайками 3 и 7. В расточки хвостовиков муфт 2 и 16 вводятся наконечники со скользящим концом типа «рыбий хвост». Муфты 2 и 16 фиксируются на валах приводного и рабочего агрегатов винтами 1 и 17.

Основной особенностью конструкции привода шпинделя шлифовального станка для зачистки крупных отливок (фиг. 21) является эластичная правая опора шпинделя 2, установленная в тонкостенном консольном корпусе. Между эластичной опорой и подшипником, жестко установленным в корпусе 3, введен отрезок гибкого вала, допускающий поперечные смещения эластичной опоры и шпинделя 2 шлифовального круга, способствующий смягчению толчков нагрузки и гашению вибраций привода. Левая передвижная опора шпинделя установлена в двух шарикоподшипниках, закрепленных во втулке, перемещающейся внутри корпуса 1. Опора отводится влево при помощи кнопочного штифта. В рабочем положении опора фиксируется пружиной.

Привод с зубчатой передачей и дополнительным универсальным шарниром (фиг. 22) применяется как привод вспомогательного, а иногда и главного движения различных машин и механизмов и как привод отбора мощности к домкрату, лебедке и т. п.



Фиг. 21. Привод шпинделя шлифовального станка для зачистки крупных отливок:

1 — съемная часть корпуса с левой опорой шпинделя; 2 — шпиндель; 3 — корпус с эластичной опорой шпинделя; 4 — наконечник гибкого вала; 5 — арматура брони; 6 — гибкий вал; 7 — броня.

Конструкция привода отличается следующими особенностями:

а) введением в конструкцию зубчатой передачи 1 для уменьшения момента, передаваемого валом 8;

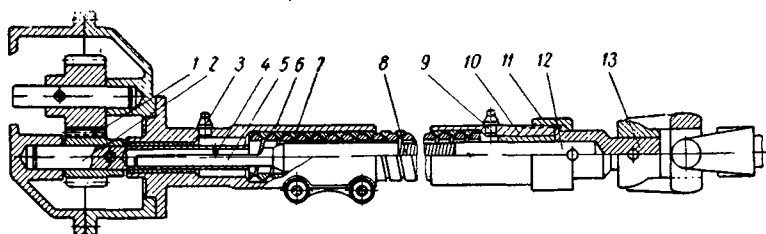
б) введением в силовую цепь универсального шарнира 13 для уменьшения изгиба вала и облегчения условий его работы;

в) креплением брони в арматуре 6 при помощи клеммового зажима, значительно облегчающего демонтаж и монтаж.

В арматуре привода применены опоры скольжения.

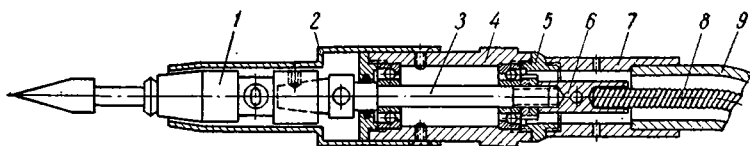
В приводе инструментальной головки универсального электрифицированного инструмента (фиг. 23) опорами шпинделя 3 являются два радиальных или радиально-упорных подшипника, регулируемых при помощи гаек, навинчиваемых на шпиндель 3. Кожух 2 увеличивает поверхность захвата инструментальной головки рукой рабочего, повышает безопасность, а также точность манипулирования инструментом.

В приводе режущего диска автомата для расправки и резки медной сетки фильтра (фиг. 24) конструкция обоих



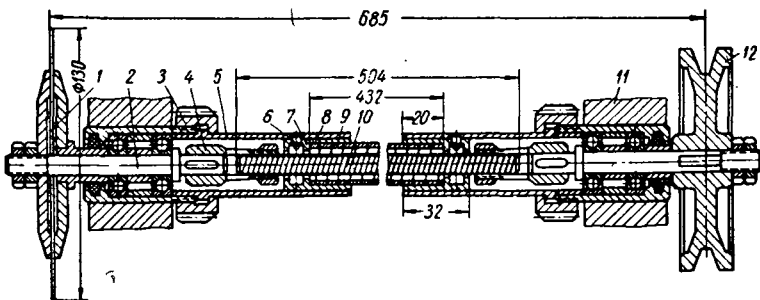
Фиг. 22. Привод отбора мощности с зубчатой передачей и универсальным шарниром:

1 — зубчатая передача; 2 — шпindel; 3 и 4 — масленки; 5 — поперечная шпонка; 6 — наконечник типа «рыбий хвост»; 7 — двухпроводная броня; 8 — гибкий вал; 9 — арматура брони; 10 — арматура брони; 11 — гайка специальная; 12 — наконечник гибкого вала; 13 — универсальный шарнир.



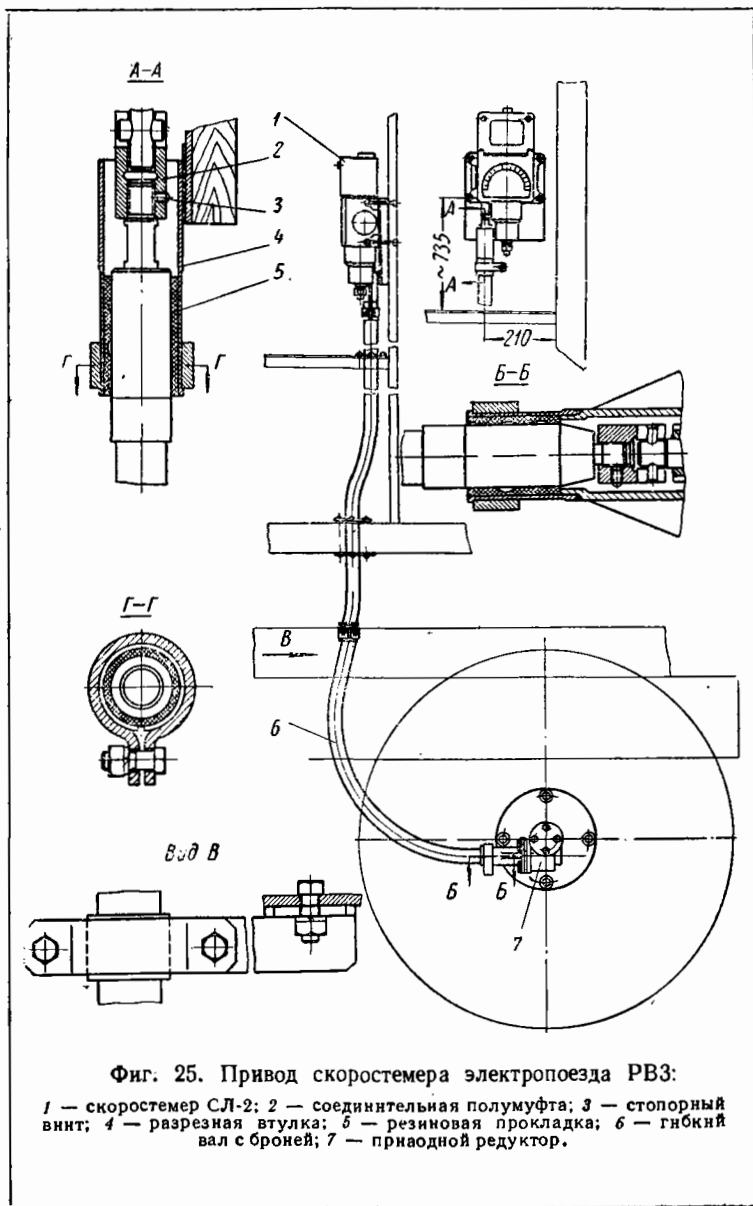
Фиг. 23. Привод инструментальной головки:

1 — патрон; 2 — кожух; 3 — шпindel; 4 — корпус инструментальной головки; 5 — соединительная муфта; 6 — наконечник гибкого вала; 7 — арматура брони; 8 — гибкий вал; 9 — броня.



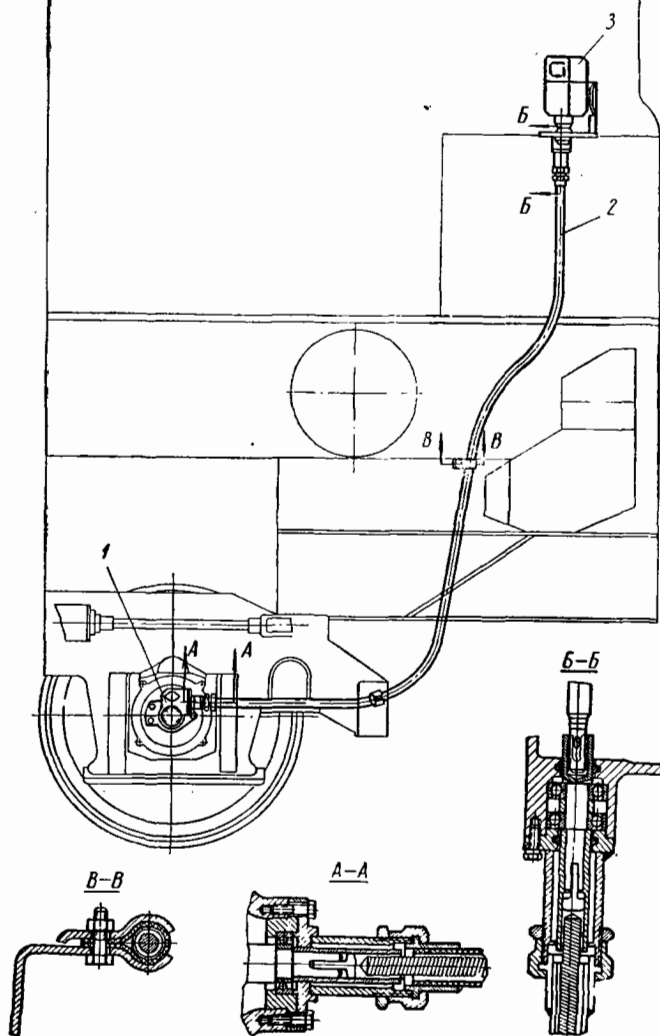
Фиг. 24. Привод режущего диска автомата для расправки и резки сетки фильтра:

1 — режущий диск; 2 — шпindel; 3 — накладная гайка; 4 — наконечник вала с цапговым зажимом; 5 — переходная втулка; 6 — фиксатор; 7 — пружина фиксатора; 8 — арматура брони; 9 — броня; 10 — гибкий вал диаметром 10 мм; 11 — опора; 12 — шкна клиноременной передачи.



Фиг. 25. Привод скоростемера электропоезда РВЗ:

1 — скоростемер СЛ-2; 2 — соединительная полумуфта; 3 — стопорный винт; 4 — разрезная втулка; 5 — резиновая прокладка; 6 — гибкий вал с броней; 7 — приаодной редуктор.

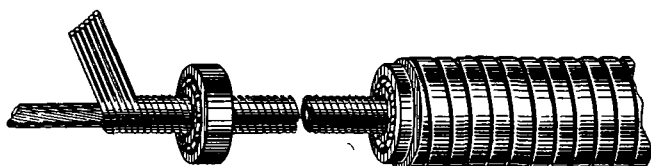


Фиг. 26. Привод скоростемера тепловоза ТЭ-3:

1 — приводной редуктор; 2 — гибкий вал с броней; 3 — скоростемер СЛ-2.

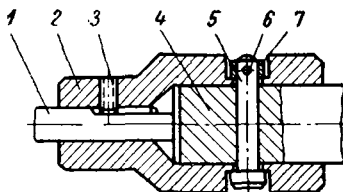


концов одинакова. Арматура брони не является опорой для наконечников вала. Арматура брони крепится переходной втулкой 5 и пружинным фиксатором 6. Удобны также конструкции наконечников с цапговыми зажимами.



Фиг. 27. Конструкция привода, исключая трение вала о броню.

В приводе скоростемера (СЛ-2) электропоезда РВЗ (фиг. 25) использованы нормальный привод В-100 и некоторые простейшие конструкции присоединительных узлов. Разрезная втулка 4 и резиновая прокладка 5 обеспечивают надежное и упругое присоединение арматуры брони. Присоединение наконечников вала к валу редуктора и валу скоростемера при помощи полумуфт 2 также обеспечивает свободу смещения осей.



Фиг. 28. Соединение вала приводного агрегата с наконечником гибкого вала при помощи гильзовой муфты:

1 — наконечник гибкого вала; 2 — гильзовая муфта; 3 — стопорный винт; 4 — вал приводного агрегата; 5 — стопор; 6 — шплинт; 7 — стопорное кольцо.


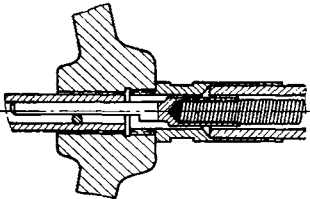
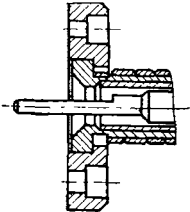
Привод скоростемера (СЛ-2) тепловоза ТЭ-3 показан на фиг. 26. Конструкция обоих концов привода одинакова.

В приводе с гибким валом на опорах качения (фиг. 27) трение вала о броню исключено и потери минимальны.

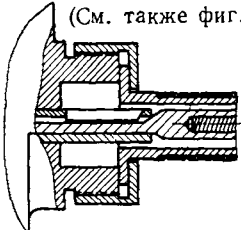
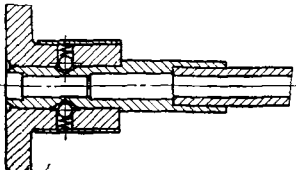
Однако вес привода увеличивается в 2,5—3 раза.

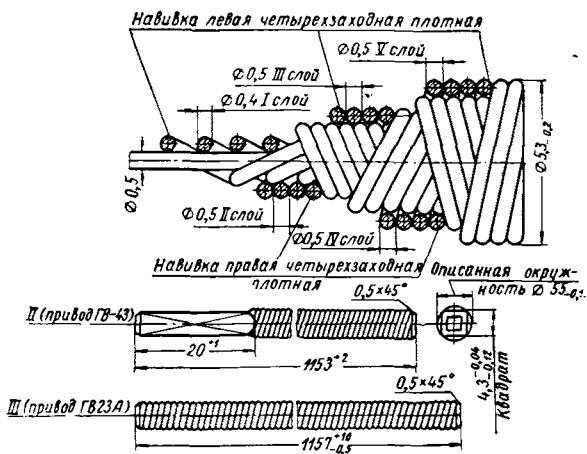
Приводы скоростемеров являются по существу приборными приводами. Однако передаваемые валами этих приводов крутящие моменты достаточно велики, поэтому их конструкции характерны для силовых приводов. Конструкция привода скоростемера электропоезда (см. фиг. 25) значительно уступает конструкции привода скоростемера тепловоза (см. фиг. 26).

35. Крепление арматуры брони к приводному агрегату

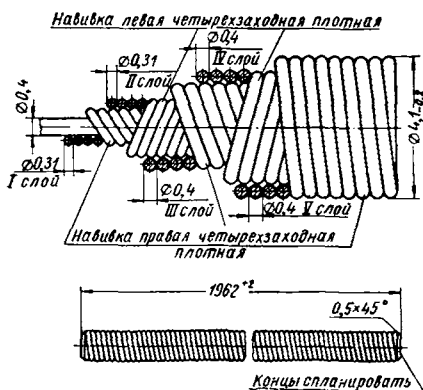
Крепление арматуры брони	Эскиз
<p>В кронштейне, присоединенном к электродвигателю. Крепление недостаточно надежно и требует усиленной конструкции кронштейна. Демонтаж весьма длителен</p>	
<p>В простом кронштейне, непосредственно опирающемся на плиту. Более надежно, чем предыдущее крепление</p>	<p>(См. фиг. 6)</p>
<p>Непосредственно к неподвижным частям приводного агрегата при помощи резьбы (внешней, либо внутренней), нарезанной на арматуре. Крепление надежно, но неудобно, так как для крепления арматуры приходится вращать весь привод</p>	 <p>(См. также фиг. 15 и 21)</p>
<p>Байонетным замком. Просто и удобно, но не всегда достаточно надежно, особенно при толчках и реверсе</p>	<p>(См. фиг. 12)</p>
<p>Специальной крышкой. Надежно, но велики затраты времени на монтаж и демонтаж</p>	

Продолжение табл. 35

Крепление арматуры брони	Эскиз
<p>Накидными гайками. Надежно и просто. Обеспечивает более быстрый монтаж и демонтаж, чем предыдущее крепление</p>	<p>(См. также фиг. 17)</p> 
<p>Накидными гайками с конической направляющей поверхностью на арматуре брони. Надежно. Обеспечивает точную центровку</p>	<p>(См. фиг. 13)</p>
<p>Фланцем с цилиндрической направляющей втулкой и стопорным винтом. Просто, надежно и обеспечивает быстрый монтаж</p>	
<p>Фланцем с цилиндрической направляющей втулкой и пружинным стопором. Просто и надежно, но время монтажа и демонтажа еще меньше, чем в предыдущем случае</p>	<p>(См. фиг. 5)</p>
<p>Фланцем с цилиндрической направляющей втулкой и пружинным стопорным кольцом. Просто, надежно, удобно</p>	<p>(См. фиг. 19)</p>
<p>Арматура брони совмещена с агрегатом и броня крепится в ней клеммовым зажимом. Крепление просто, надежно и допускает быстрый монтаж и демонтаж. Арматура сложна в изготовлении и дорога</p>	<p>(См. фиг. 22)</p>
<p>Фланцем с цилиндрической направляющей втулкой и шариковыми фиксаторами. Обеспечивает быстрый монтаж и демонтаж</p>	



Фиг. 29. Гибкий вал В2Т-53-А комплектных приводов ГВ43 и ГВ23А.



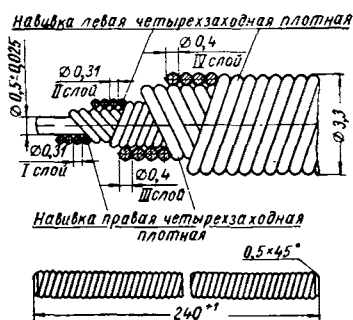
Фиг. 30. Гибкий вал В2ТЛ-41-А1 комплектного привода ГВ21.

На работу привода существенно влияет крепление его к приводному агрегату. Крепление наконечников к валам приводного и рабочего агрегатов определяется конструкцией наконечников.

Примером одного из наиболее простых и надежных способов соединения вала приводного агрегата с наконечником гибкого вала может служить соединение при помощи муфты, показанное на фиг. 28.

### КОМПЛЕКТНЫЕ ПРИВОДЫ АВТОМОБИЛЬНЫХ И МОТОЦИКЛЕТНЫХ ПРИБОРОВ С ГИБКИМИ ВАЛАМИ

Комплектные приводы автомобильных приборов состоят, в основном, из гибкого вала, наконечников, шайбы, брони, чехла или оболочки и арматуры (ниппелей и гаек).



Фиг. 31. Гибкий вал В2Т-3,3-А  
комплектного привода ГВ116.

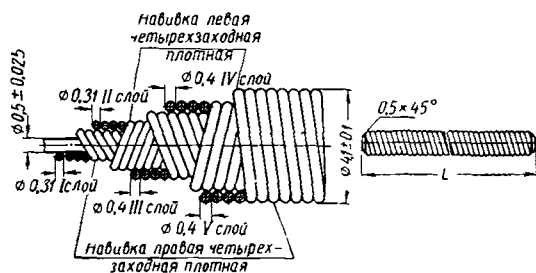
Некоторые типы приводов могут не иметь отдельных деталей или иметь дополнительные.

В табл. 36—38 приведены данные о валах одинаковых конструкций, а в табл. 39—42 — данные о бронях одинаковых конструкций.

Гибкие вала типов В2Т-5,3-А; В2ТЛ-4,1-А1 и В2Т-3,3-А к комплектным приводам соответственно ГВ43 и ГВ23А; ГВ21 и ГВ116 показаны на фиг. 29, 30 и 31.



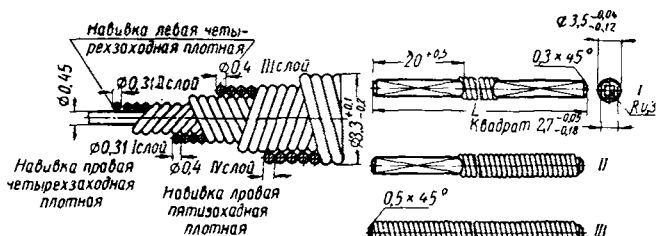
## 37. Гибкие валы типа В2ГЛ-4,1-А (заводское обозначение ТБ-003)



Комплектный привод	Длина вала L в мм	Комплектный привод	Длина вала L в мм	Комплектный привод	Длина вала L в мм
ГВ9-Б <sup>1</sup>	2374 <sup>-1,5</sup>	ГВ37-Б	812 ± 1	ГВ56-В	3171 <sup>+3</sup>
ГВ16-А2 <sup>1</sup>	1552 <sup>+1,5</sup> <sub>-0,5</sub>	ГВ41	1184 <sup>-1,5</sup>	ГВ57-Б	6636 <sup>+3</sup>
ГВ32-А2	3982 <sup>+1,5</sup> <sub>-0,5</sub>	ГВ42	1580 <sup>+2</sup>	ГВ58	3582 <sup>+1,5</sup> <sub>-0,5</sub>
ГВ32-Б <sup>1</sup>	3974 <sup>-1,5</sup>	ГВ55	5836 <sup>+3</sup>	ГВ59	4482 <sup>+1,5</sup> <sub>-0,5</sub>
ГВ33-А	2274 <sup>+2</sup>	ГВ55-А	6186 <sup>+3</sup>	ГВ121	323 <sup>+2</sup>
ГВ36-Б	553 <sup>+2</sup>	ГВ55-Б	4686 <sup>+3</sup>	ГВ301	986 <sup>+3</sup>
ГВ36-В	713 <sup>+2</sup>	ГВ55-В	6086 <sup>+3</sup>	ГВ301-Б	6636 <sup>+3</sup>
ГВ36-Г	783 <sup>+2</sup>	ГВ55-Г	2986 <sup>+3</sup>	ГВ301-В	1383 <sup>+3</sup>
ГВ36-Д	933 <sup>+2</sup>	ГВ56	2286 <sup>+3</sup>	ГВ301-В	1383 <sup>+3</sup>
ГВ37-А	1072 ± 1	ГВ56-Б	1786 <sup>+3</sup>	ГВ301-Д	7386 <sup>+3</sup>

<sup>1</sup> Заменены на ГВН9-Б, ГВН32-Б и ГВН16-А2. Поставлен вал В2Л-3, 3-А (табл. 38).

## 38. Гибкие валы типа В2Л-3,3-А (заводское обозначение ТБ-001Н)



Комплектный привод	Концы вала	Длина вала $L$ в мм	Комплектный привод	Концы вала	Длина вала $L$ в мм
ГВН20-В	I (III)	$1604 \pm 1$	ГВН102	I	$1094 \pm 1$
ГВН37-В	III	$849 \pm 1$	ГВН103	I	$2084 \pm 1$
ГВН37-Г	III	$1079 \pm 1$	ГВН120	I	$2534 \pm 1$
ГВН44-А	I	$1154 \pm 1$	ГВН300	I	$1744 \pm 1$
ГВН-46	III	$3084 \pm 1$	ГВН300-В	I	$3284 \pm 1$
ГВН63В	III	$2634 \pm 1$	ГВН300-Г	I (III)	$1744 \pm 1$
ГВН101	I	$1284 \pm 1$			

Примечания: 1. Вал термически не обрабатывается, подвергается рихтовке.

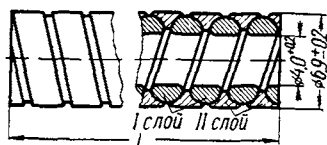
2. В обозначение привода, вал которого не подвергается термической обработке, вводится буква Н («напряженный»). В заводских чертежах, она вводится в конце обозначения привода. В справочнике во избежание путаницы с буквами, означающими разновидности привода, все приводы с подобными валами обозначены ГВН.

3. В варианте I оба конца вала одинаковы.

4. К валам этой же группы относятся валы приводов ГВН9-Б (III)  $L = 2403 \pm 1$  мм; ГВГ32-Б (III)  $L = 4003 \pm 1$  мм, ГВН16-А2 (II)  $L = 1553 \pm 1$  мм.



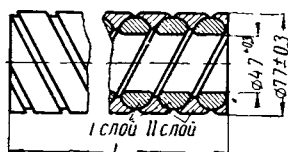
## 39. Броня типа БДП-А1 (заводское обозначение ТБ-002)



Комплектный привод	Длина брони L в мм	Комплектный привод	Длина брони L в мм	Комплектный привод	Длина брони L в мм
ГВ-СТ	2448 <sup>+0,5</sup> <sub>-1,5</sub>	ГБ20-А2	1520±2	ГВ35-Б	3058±1
ГВ-1	1024 <sub>-1</sub>	ГВ22	483 <sub>-2</sub>	ГВ38-Б	1024 <sub>-1</sub>
ГВ1-Б	1084 <sub>-1</sub>	ГВ22-Б	666 <sub>-2</sub>	ГВ39	500 <sup>+0,5</sup> <sub>-1,5</sub>
ГВ1-В	1334 <sub>-1</sub>	ГВ22-В	483 <sub>-2</sub>	ГВ40	2747 <sup>+0,8</sup> <sub>-1,2</sub>
ГВ3	1670±1	ГВ22-Г	666 <sub>-2</sub>	ГВ45	1562±1
ГВ5	1482 <sup>+0,8</sup> <sub>-1,2</sub>	ГВ22-Д	1366 <sub>-2</sub>	ГВ51-1	1482±2
ГВ9-А2	2350±1	ГВ22-Е	1042 <sub>-2</sub>	ГВ63-А2	2550±3
ГВ10А-Б	988±1	ГВ22-И	596 <sub>-2</sub>	ГВ63-Б	2558±1
ГВ10-Б	995 <sup>+1</sup>	ГВ24-А	5950±5	ГВ64	1109±2
ГВ12-А	2020 <sup>+0,8</sup> <sub>-1,2</sub>	ГВ25-Б	615±1	ГВ65	906 <sub>-2</sub>
ГВ13-А	1292 <sup>+0,8</sup> <sub>-1,2</sub>	ГВ26-А	2602±3	ГВ66	816 <sub>-2</sub>
ГВ13-Б	1437 <sup>+0,8</sup> <sub>-1,2</sub>	ГВ26-В	2608±1	ГВ70	1709±2
ГВ16	1520±2	ГВ28-Б	3652±3	ГВ109	715 <sup>+1</sup>
ГВ16-Б	1528±1	ГВ30	616 <sub>-2</sub>	ГВ116	167±1
ГВ17	2102±2	ГВ34	2702±3	ГВ117	650 <sub>-2</sub>
ГВ17-Б	2108±1	ГВ34-Б	2708±1	ГВ118	1406 <sub>-2</sub>
		ГВ35	3052±3		

Примечание. К броне этого типа должна быть отнесена броня приводов ГВН9-Б, ГВН32-Б и ГВН16-А2, длиной соответственно 2358 ± 1, 3958 ± 1 и 1583 ± 2 мм.

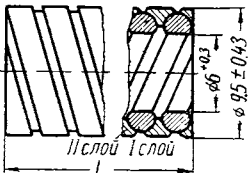
## 40. Броня типа БДП-А2 (заводское обозначение ТБ-004)



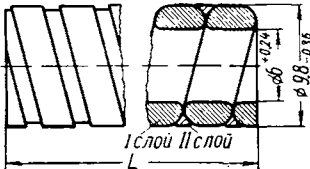
Комплектный привод	Длина брони I в мм	Комплектный привод	Длина брони I в мм	Комплектный привод	Длина брони I в мм
ГВ9-Б <sup>1</sup>	2340 <sub>-1,5</sub>	ГВ39-Е	2008±1	ГВ59	4450±2
ГВ16-А2 <sup>1</sup>	1520±2	ГВ39-И	758±1	ГВ63-В	2558±1
ГВ16-Б	1528±2	ГВ40-Б	2758±1	ГВ69	1668±1
ГВ17-В	1668±1	ГВ41	1146 <sub>-1,5</sub>	ГВ72	1828±1
ГВН20-В	1528±1	ГВ42	1550+2	ГВ101	1208±1
ГВ27	1928+1	ГВН44-А	1078±1	ГВН102	1018±1
ГВ28-В	3508+1	ГВ44-Б	1128±1	ГВН103	2008±1
ГВ28-Г	2308±1	ГВ44	1128±1	ГВ107	1277,5±1
ГВ32-А2	3950+2	ГВ46	3008±1	ГВ110	1278±1
ГВ32-Б <sup>1</sup>	3940 <sub>-1,5</sub>	ГВ55	5786+5	ГВ111	1277,5±1
ГВ36-Б	520 <sup>+0,5</sup> <sub>-1,5</sub>	ГВ55-А	6136+5	ГВ113	2758±1
ГВ36-В	680 <sup>+0,5</sup> <sub>-1,5</sub>	ГВ55-Б	4636+5	ГВН120	2488±1
ГВ36-Г	750 <sup>+0,5</sup> <sub>-1,5</sub>	ГВ55-В	6036+5	ГВН300	1668±1
ГВ36-Д	900 <sup>+0,5</sup> <sub>-1,5</sub>	ГВ55-Г	2936+3	ГВН300-В	3208±1
ГВ37-А	1050 <sup>+0,5</sup> <sub>-1,5</sub>	ГВ56	2236+3	ГВН300-Г	1668±1
ГВ37-Б	790 <sup>+0,5</sup> <sub>-1,5</sub>	ГВ56-Б	1736+5	ГВ301	936+3
ГВ37-В	820 <sup>+0,15</sup> <sub>-1,0</sub>	ГВ56-В	3121+3	ГВ301-Б	6586+5
ГВ37-Г	1050 <sup>+0,5</sup> <sub>-1,0</sub>	ГВ57-Б	6586+5	ГВ301-Г	1333+3
ГВ39-Г	1023±1	ГВ58	3550±2	ГВ301-Д	7336+5
ГВ39-Д	508±1				

<sup>1</sup> Переведены в тип ГВН. Поставлена броня БДП-А1 (см. табл. 39) и вал В2Л-3, 3-А.

## 41. Броня типа БДП-А3 (заводское обозначение ТБ-006)

Эскиз	Комплектный привод	Длина брони $L$ в мм
	ГВ21 ГВ33-А	1928 $\pm$ 2 2239 $\pm$ 2

## 42. Броня типа БДП-А4 (заводское обозначение ГВ23-А-5205953)

Эскиз	Комплектный привод	Длина брони $L$ в мм
	ГВ23-А ГВ43	1108 $\pm$ 2,0 1108 $\pm$ 2,0

Конструкции комплектных приводов автомобильных приборов могут быть неразборными и разборными (обозначаются соответственно буквами Н и Р). Последние называются также плавающими. Из неразборного привода вал не может быть извлечен и заменен без разрушения одной из деталей привода. Из разборного привода вал можно извлечь.

Достоинством неразборного привода является невозможность выведения из зацепления наконечника вала растягиванием брони; разборный привод можно периодически осматривать и обслуживать вал во время эксплуатации.

Достоинствами разборного и неразборного приводов обладает разборно-запирающийся (Р-З) приборный привод, который позволяет извлечь вал для обслуживания или замены, а наконечник не может уйти в броню. Разборно-запирающиеся приводы обычно имеют больший зазор между валом и броней, чем неразборные.

Арматура приборных приводов (ниппели, наконечники валов и т. д.) обычно изготавливается из легких сплавов отливкой под давлением.

Броня у всех типов комплектных приводов приборов термоокислирована и промаслена. На многих приводах поверх брони на всю ее длину (или часть ее) надевается чехол. Чехол увеличивает герметичность брони и предотвращает вытекание смазки и ее загрязнение, что особенно важно для специальных и транспортных машин, работающих в условиях большой влажности или запыленности воздуха.

Конструкция привода, показанная на фиг. 39, 40, 50 и 53 (табл. 43), является наиболее прогрессивной конструкцией автомобильного приборного привода.

Гибкий вал в сборе, обеспечивающий получение разборно-запирающейся конструкции приводов по фиг. 39 и 40, показан на фиг. 39, б.

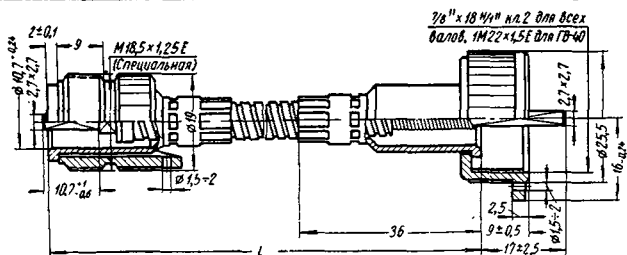
Между торцом ниппеля и хлорвиниловой трубкой допускается зазор не более 10 мм (со стороны спидометра). Для увеличения герметичности привода рекомендуется поверх хлорвиниловой трубки и ниппеля устанавливать трубку длиной 85 мм из маслостойкой резины (фиг. 39, в).

Гибкий вал в сборе, обеспечивающий получение разборно-запирающейся конструкции привода по фиг. 50, показана на фиг. 50, б.

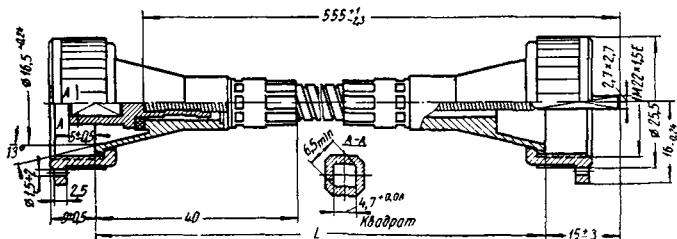
Определенными преимуществами обладает разборно-запирающаяся конструкция, примененная в приводах ГВЗ и ГВ45 (фиг. 53, а). Конструкция одного конца вала в сборе соответствует исполнению Е (табл. 46). Другой конец вала обжат на квадрат и на круглый участок вала надета разрезная запорная втулка с конической резьбой (фиг. 53, б). Втулку и гайку к ней оцинковывают (Т-ОЦ).

#### Характеристики профиля конической специальной резьбы

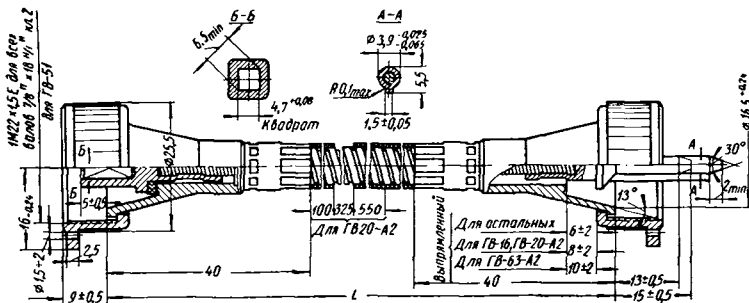
Число ниток на 1"	31,75
$S$ — шаг резьбы в мм	0,8
$L_2$ — длина резьбы (рабочая) в мм	$3,2 \pm 0,8$
$L$ — длина резьбы со сбегом в мм	5
$d_0$ — наружный диаметр резьбы в мм	5
$d_{cp}$ — средний диаметр резьбы в мм	4,55
$d_1$ — внутренний диаметр резьбы в мм	4,1
$t_0$ — высота профиля в мм	0,45
$\varphi$ — угол конусности	$3^\circ 51'$
$i$ — конусность	1/8



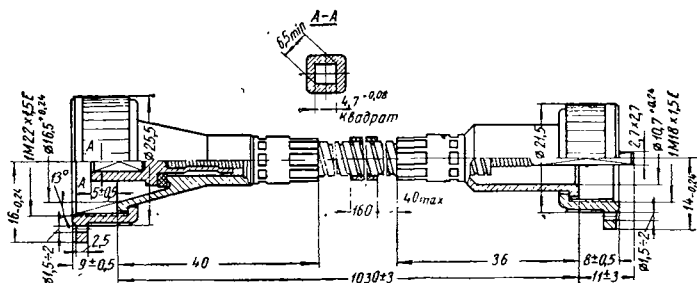
Фиг. 32. Приводы ГВ12-А, ГВ13-А, ГВ13-Б, ГВ-40. У всех приводов конец вала может выступать за торец ниппеля до 1,5 мм или утопать на 0,5 мм.



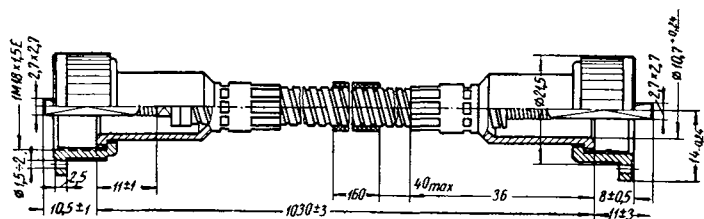
Фиг. 33. Привод ГВ39.



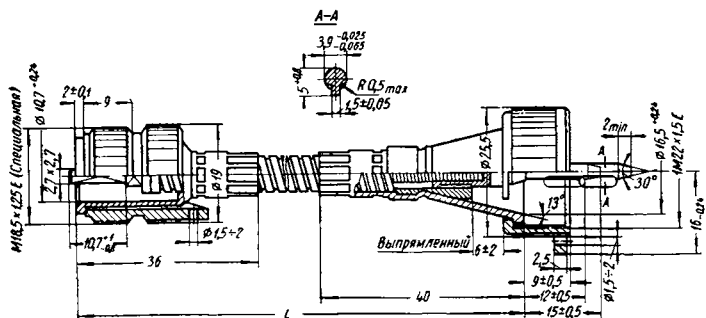
Фиг. 34. Приводы ГВ9-А2; ГВ16 (зап. ч.); ГВ17 (зап. ч.); ГВ20-А2 (взамен ГВ20-А, зап. ч.); ГВ24-А; ГВ26-А (зап. ч.); ГВ28-Б; ГВ34 (зап. ч.); ГВ35 (зап. ч.); ГВ51; ГВ63-А2 (зап. ч.); ГВН16-А2; у всех приводов за исключением ГВ20-А2 (зап. ч.), хлорвиниловая трубка посажена на весь свободный участок брсно; гайки и соединительные размеры ниппелей одинаковы с обоих концов.



Фиг. 35. Привод ГВ10-А (зап. ч.), поверх брони ставится резиновая трубка толщиной 1—2 мм.

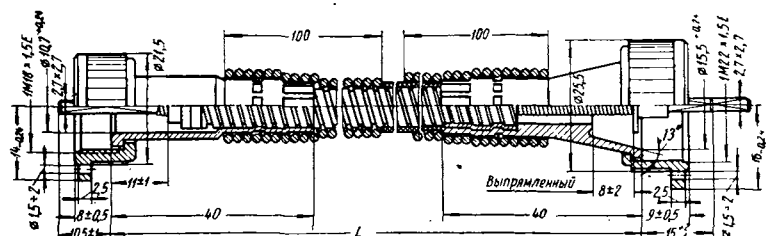


Фиг. 36. Привод ГВ10-Б (зап. ч.), поверх брони ставится резиновая трубка толщиной 1—2 мм; гайки и присоединительные размеры ниппелей одинаковы с обеих концов.

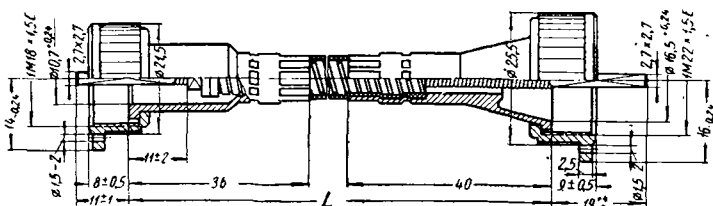


Фиг. 37. Приводы ГВ64 и ГВ70. У обоих приводов конец вала может выступать за торец ниппеля до 1,5 мм или утонуть на 0,5 мм.

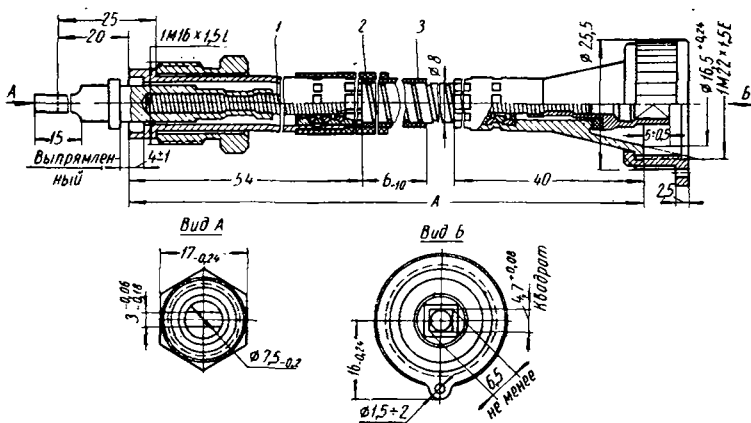




Фиг. 40. Приводы с валом напряженной конструкции: ГВН44-А (взамен привода ГВ44); ГВН102; ГВН103 (взамен привода ГВ39-Е); ГВН120.



Фиг. 41. Привод ГВ116 (взамен привода ГВ104) с пятислойным валом правого вращения В2-4,1-А, но без верхнего слоя, сходен с приводом ГВН20-В.

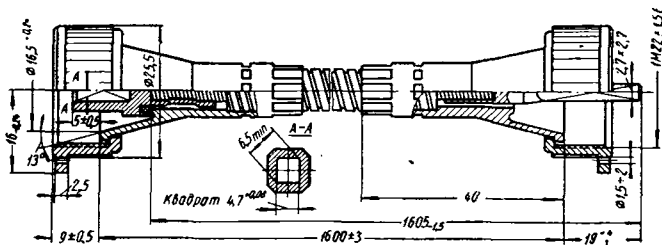


Фиг. 42. Приводы ГВ55; ГВ55-А; ГВ55-Б; ГВ55-В; ГВ55-Г; ГВ56; ГВ56-Б; ГВ56-В; ГВ57-Б; ГВ301; ГВ301-Б; ГВ301-В ГВ301-Д:

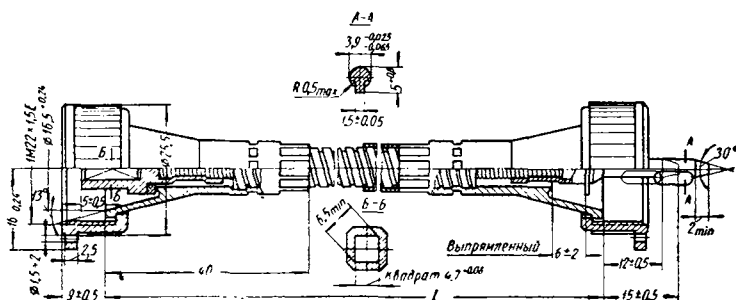
1 — вал пятислойный; 2 — резиновая трубка длиной 50—60 мм для перекрытия зазора между торцом ниппеля и хлорвиниловой трубкой; 3 — хлорвиниловая трубка.



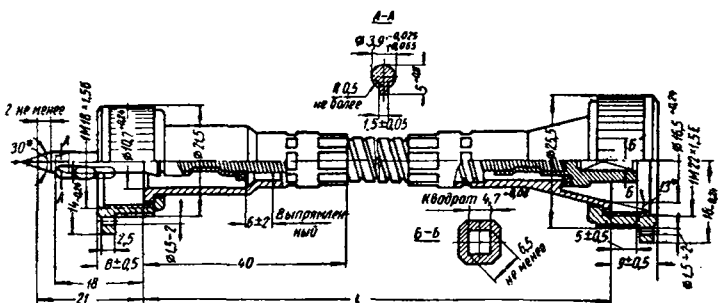




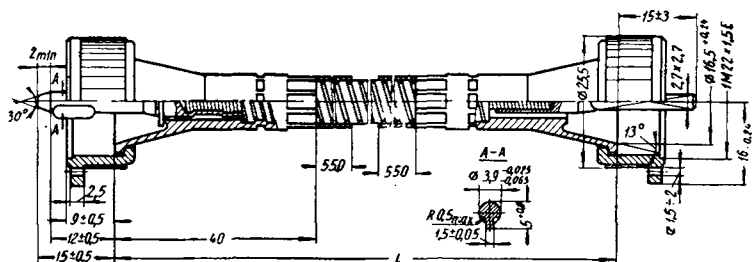
Фиг. 46. Привод ГВ42. Гайки и nipples одинаковые на обоих концах.



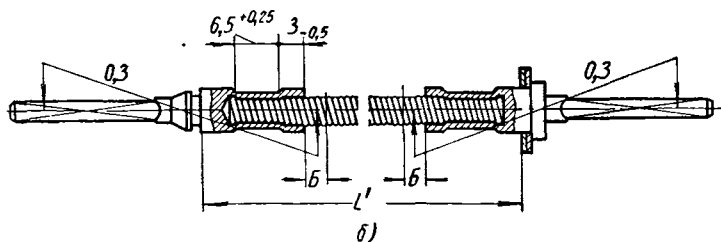
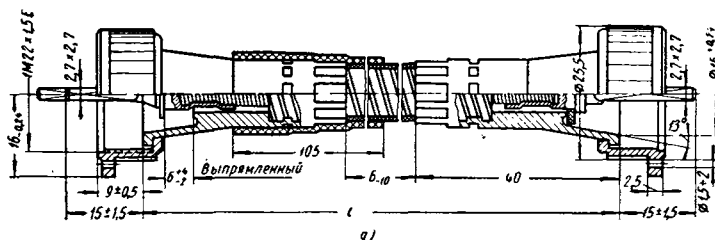
Фиг. 47. Приводы ГВ16-А2 (зап. ч.); ГВ32-А2 (зап. ч.); ГВ58; ГВ59. Гайки и nipples одинаковые на обоих концах. Хлорвиниловая трубка на всю длину брони ставится на ГВ16-А2 и ГВ32-А2.



Фиг. 48 Приводы ГВ36-Б; ГВ36-В; ГВ36-Г; ГВ36-Д; ГВ121. Все приводы от редуктора таксометра к таксометру.

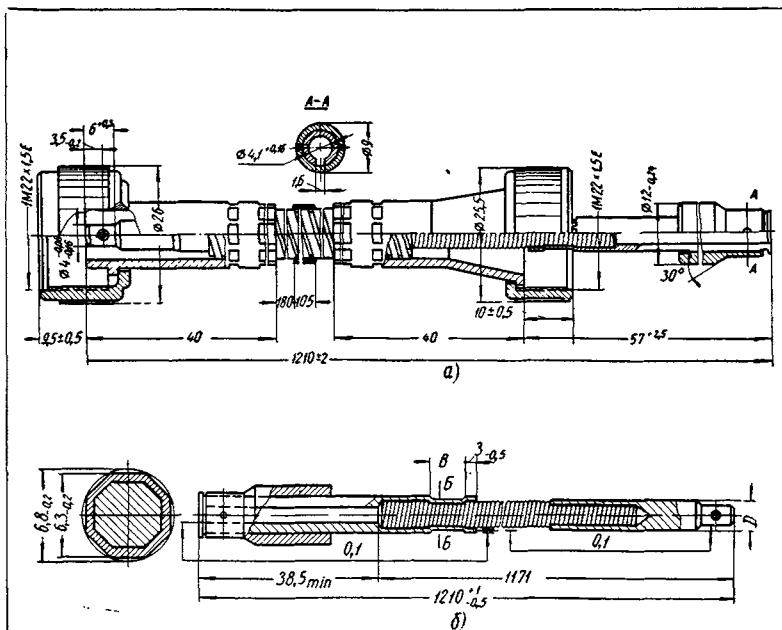


Фиг. 49. Приводы ГВ37-А; ГВ37-Б. Гайки и nipples одинаковые на обоих концах.



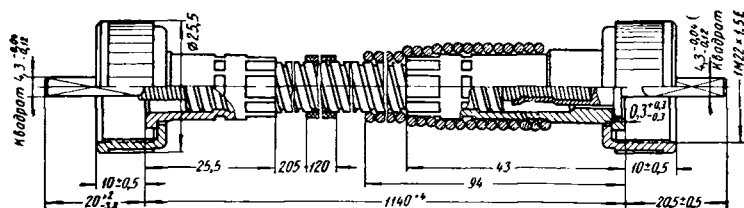
Фиг 50.

а — приводы ГВ37-В; ГВ37-Г. Гайки и nipples одинаковые на обоих концах. Поверх хлорвиниловой трубки и nipples со стороны коробки передач имеется резиновая трубка толщиной 1—2 мм; б — гибкий вал с наконечниками и деталями запорного устройства; Б = 2 ± 1 — зона проверки соосности.

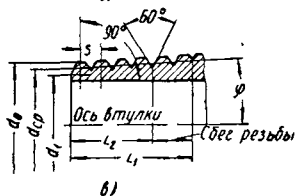
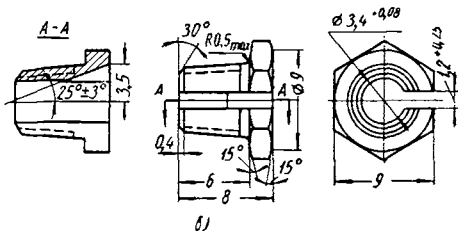
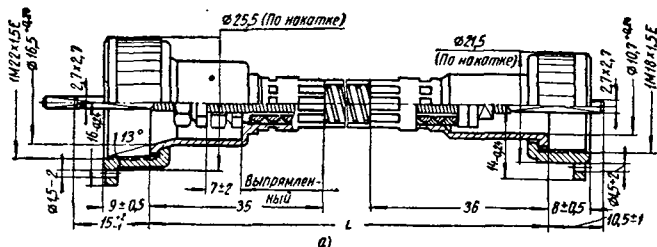


Фиг. 51.

а — привод ГВ23-А (зап. ч.), трубка резиновая толщиной 1—2 мм; б — вал с наконечниками;  $B = 6,5$  мм — зона обжатия на восьмьгранник; размер  $1171 + 1$  выдержать после сборки с наконечниками;  $D = 5,3 - 0,16$  мм; обжать заподлицо с валом.

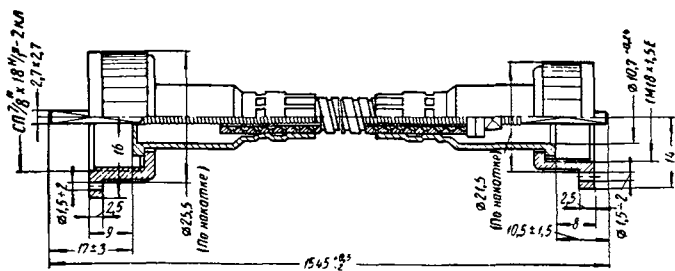


Фиг. 52. Привод ГВ43. Резиновая трубка толщиной 1—2 мм.



Фиг. 53.

а — приводы ГВ45; ГВ3. Трубка хлорвиниловая; б — запорная втулка с конической специальной резьбой; в — профиль специальной конической резьбы. Прорезь фрезеруется после нарезки резьбы.



Фиг. 54. Привод ГВ5.

### 43. Комплектные серийные приводы автомобильных приборов

Обозначение комплектного привода	Фигуры	Длина привода $L$ в мм	Применяется на машинах марок	Применяется в приводе	Конструкция привода — Н, Р, Р-3	Обозначение вала	Внутренний и внешний диаметры двухпроволочной бронн в мм	Концы вала в сборе (см. примечание 2 и табл. 46)
ГВ12-А ГВ13-А ГВ13-Б ГВ40	32	2055±3 1327±3 1382±3 2782±5	ГАЗ-АА; ГАЗ-ММ ЗИС-5; ЗИС-352 ЗИС-50 Троллейбус МТЗ	Спидометра То же » »	Р Р Р Р	В2ТЛ-3,3-А В2ТЛ-3,3-А В2ТЛ-3,3-А В2ТЛ-3,3-А	4,0×6,9 4,0×6,9 4,0×6,9 4,0×6,9	Б; А
ГВ39	33	550±3	Такси «Победа» М-20; М-20А; М-20Б; МАЗ-521Б	Спидометра, редуктора, таксометра	Р	В2ТЛ-3,3-А	4,0×6,9	В; А
ГВ9-А2 ГВ16 ГВ17	34	2400±3	МАЗ-200, 200-В, 200-Г, 205	Спидометра	Н	В2ТЛ-3,3-А	4,0×6,9	В; Д
ГВ16		1570±3	ГАЗ-51	То же	Н	В2ТЛ-3,3-А	4,0×6,9	
ГВ17		2150±3	ЗИЛ-150; ЗИС-156; 585, 355-М, КАЗ-585-Б, 585-В, 120-Т, 600, 601-Б	»	Н	В2ТЛ-3,3-А	4,0×6,9	
ГВ20-А2		1570±3	Такси «Победа» М-20; М-20-А; М-20-Б; ГАЗ-51; МАЗ-521-Б	»	Н	В2ТЛ-3,3-А	4,0×6,9	
ГВ24-А ГВ26-А ГВ28-Б		6000±15 2650±5 3700±10	ЗИЛ-154 ЗИЛ-151 ЗИЛ-155	» » »	Н Н Н	В2ТЛ-3,3-А В2ТЛ-3,3-А В2ТЛ-3,3-А	4,0×6,9 4,0×6,9 4,0×6,9	

ГВ34		2750±5	ЯАЗ-210-Г; 210-Д; 210-Е	»	Н	В2ТЛ-3,3-А	4,0×6,9	
ГВ35		3100±5	ЯАЗ-210; 210-А	»	Н	В2ТЛ-3,3-А	4,0×6,9	
ГВ51		1530±3	М-1	»	Н	В2ТЛ-3,3-А	4,0×6,9	
ГВ63-А2		2600±5	ГАЗ-63	»	Н	В2ТЛ-3,3-А	4,0×6,9	
ГВ10-А	35	1030±3	«Москвич» М-400	Спидометра	Р	В2ТЛ-3,3-А	4,0×6,9	В; А
ГВ10-Б	36	1030±3	«Москвич» М-400 унифицированный	Спидометра	Р	В2ТЛ-3,3-В	4,0×6,9	Е; А
ГВ64		1150±3	ГАЗ-67Б	Спидометра	Н	В2ТЛ-3,3-А	4,0×6,9	Б; П
ГВ70	37	1750±3	Спецмашина	То же	Н	В2ТЛ-3,3-А	4,0×6,9	
ГВ16-Б	38	1570±3	ГАЗ-51	Спидометра	Н	В2ТЛ-3,3-А	4,0×6,9	Е; Д
ГВ17-Б		2150±3	ЗИС-150, 355М; ЗИЛ-156, 585; КАЗ-585-Б; 585-В, 120-Т; 600, 601-Б	То же	Н	В2ТЛ-3,3-А	4,0×6,9	
ГВ26-Б	38	2650±5	ЗИЛ-151	»	Н	В2ТЛ-3,3-А	4,0×6,9	
ГВ34-Б		2750±5	ЯАЗ-210-Г; 210-Д; 210-Е	»	Н	В2ТЛ-3,3-А	4,0×6,9	
ГВ35-Б	38	3100±5	ЯАЗ-210, 210-Г, 210-Д, 210-Е, 214, 219, 221, 222	»	Н	В2ТЛ-3,3-А	4,0×6,9	
ГВ63-Б		2600±5	ГАЗ-63; ПАЗ-652	»	Н	В2ТЛ-3,3-А	4,0×6,9	
ГВ16-В	39	1570±3	ГАЗ-51-А	Спидометра	Р-3	В2ТЛ-3,3-А	4,7×7,7	Е; Ж
ГВ17-В		1710±5	ЗИЛ-156-Б, 156-В, 164; КАЗ-120-Т2; 585-Е, 600-В, 601-В;	»	Р-3	В2ТЛ-3,3-А	4,7×7,7	
ГВН-20-В		1570±3	М-20-А; «Волга» М-21, М-21-В; «Чайка» М-13;	»	Р-3	В2ТЛ-3,3-А	4,7×7,7	

Обозначение комплектного привода	Фигуры	Длина привода $L$ в мм	Применяется на машинах марок	Применяется в приводе	Конструкция привода — Н, Р, Р-З	Обозначение вала	Внутренний и внешний диаметры двухпроволочной брони в мм	Концы вала в сборе (см. примечание 2 и табл. 46)
ГВ-27	39	1970±5	ГАЗ М-12; УАЗ-450; ЗИС-355, 356, 5М	Спидометра	Р-З	В2ТЛ-3,3-А	4,7×7,7	Е; Ж
ГВ28-В		3550±10	ЗИЛ-158	То же	Р-З	В2ТЛ-3,3-А	4,7×7,7	
ГВ28-Г		2350±5	ЗИЛ-157	»	Р-З	В2ТЛ-3,3-А	4,7×7,7	
ГВ39-Г		1065±3	«Москвич» 402-Т;	»	Р-З	В2ТЛ-3,3-А	4,7×7,7	
ГВ39-Д		550±3	ГАЗ; М-12-А «Победа» М-20	»	Р-З	В2ТЛ-3,3-А	4,7×7,7	
ГВ39-Е		2050±5	М-20-А ГАЗ-47; «Москвич»	»	Р-З	В2ТЛ-3,3-А	4,7×7,7	
ГВ39-И		800+3	410, 410-Н «Волга» М-21-А	»	Р-З	В2ТЛ-3,3-А	4,7×7,7	
ГВ40-Б		2800±5	Трактор УТЗ	»	Р-З	В2ТЛ-3,3-А	4,7×7,7	
ГВ44		1170±3	«Москвич» 402	»	Р-З	В2ТЛ-3,3-А	4,7×7,7	
ГВ44-Б		1170+3	ГАЗ-51-Т; ГАЗ-51-Р	»	Р-З	В2ТЛ-3,3-А	4,7×7,7	
ГВ46		3050±5	УАЗ-450, УАЗ-451-Д	»	Р-З	В2ТЛ-3,3-А	4,7×7,7	
ГВН-46		3050±5	То же	»	Р-З	В2Л-3,3-А	4,7×7,7	
ГВ63-В		2600±5	ПАЗ-651, 652, 657, 659, 661; ГАЗ-63	»	Р-З	В2ТЛ-3,3-А	4,7×7,7	
ГВН63-В		2600±5	То же	»	Р-З	В2Л-3,3-А	4,7×7,7	
ГВ69		1710±5	ГАЗ-69	»	Р-З	В2ТЛ-3,3-А	4,7×7,7	
ГВ72		1870±5	ГАЗ-72	»	Р-З	В2ТЛ-3,3-А	4,7×7,7	



ГВН101 ГВ110 ГВ113 ГВН300 ГВН300-В ГВН300-Г ГВН300-Д	39	1250±3 1320±1 2800±5 1710±3 3250±3 1710±3 1650±3	ЗИЛ-111 ГАЗ-50 ЗИЛ-485-А ГАЗ-73 ГАЗ-62 УАЗ-69 ГАЗ-21	» » » » » » »	Р-3 Р-3 Р-3 Р-3 Р-3 Р-3 Р-3	В2ТЛ-3,3-А В2ТЛ-3,3-А В2ТЛ-3,3-А В2Л-3,3-А В2Л-3,3-А В2Л-3,3-А В2Л-3,3-А	4,7×7,7 4,7×7,7 4,7×7,7 4,7×7,7 4,7×7,7 4,7×7,7 4,7×7,7	Е; Ж
ГВН44-А  ГВН102  ГВН103 ГВН120	40	1170±3  1060±3  2050±5 2530±5	ЗИЛ-111; «Моск- вич» 402, 402-Б, 402-М, 402-Т, 407, 423, 423-Н «Москвич» 402, 402-Б, 402-М, 402-Т; 407, 423, 423-Н, ЗИЛ-111 «Москвич» 410, 410-Н Микролитражная машина Запорож- ского завода	Спидометра  То же  » »	Р-3  Р-3  Р-3 Р-3	В2Л-3,3-А  В2Л-3,3-А  В2Л-3,3-А В2Л-3,3-А	4,7×7,7  4,7×7,7  4,7×7,7 4,7×7,7	Е; Ж
ГВ116	41	210+2	Дизельмотор	Тахометр	Р	В2Т-3,3-А	4,0×6,9	Е; А
ГВ55 ГВ55-А ГВ55-Б ГВ55-В ГВ55-Г ГВ56	42	5850+5 6200+5 4700+5 6100+5 3000+5 2300+5	Спецмашина » » » » »	— — — — — —	Н Н Н Н Н Н	В2ТЛ-4,1-А В2ТЛ-4,1-А В2ТЛ-4,1-А В2ТЛ-4,1-А В2ТЛ-4,1-А В2ТЛ-4,1-А	4,7×7,7 4,7×7,7 4,7×7,7 4,7×7,7 4,7×7,7 4,7×7,7	И; З

Обозначение комплектного привода	Фигуры	Длина привода $L$ в мм	Применяется на машинах марок	Применяется в приводе	Конструкция привода — Н, Р, Р-3	Обозначение вала	Внутренний и внешний диаметры двухпроводной брони в мм	Концы вала в сборе (см. примечание 2 и табл. 46)
ГВ56-Б	42	1800+5	Спецмашина	—	Н	В2ТЛ-4,1-А	4,7×7,7	И; 3
ГВ56-В		3185+5	То же	—	Н	В2ТЛ-4,1-А	4,7×7,7	
ГВ57-Б		6650+5	»	—	Н	В2ТЛ-4,1-А	4,7×7,7	
ГВ301		1000+5	»	—	Н	В2ТЛ-4,1-А	4,7×7,7	
ГВ301-Б		6650+5	»	—	Н	В2ТЛ-4,1-А	4,7×7,7	
ГВ301-В		1397+5	»	—	Н	В2ТЛ-4,1-А	4,7×7,7	
ГВ301-Д		7400+5	»	—	Н	В2ТЛ-4,1-А	4,7×7,7	
ГВ21	43	1980±3	ЗИЛ-110	Спидометра	Р-3	В2ТЛ-4,1-А	6,0×9,5	Л; К; 3
ГВ33-А	44	2300±3	ГАЗ-40	То же	Р-3	В2ТЛ-4,1-А	6,0×9,5	Л; М
ГВ9-Б*	45	2400±3	МАЗ-200, 200-В,	Тахометра	Н	В2ТЛ-4,1-А	4,7×7,7	П; М
ГВ32-Б*		4000 ±10	200-Г, 205	Спидометра	Н	В2ТЛ-4,1-А	4,7×7,7	
ГВ41		1210±3	МАЗ-501, 502, 525 ГАЗ-011	То же	Н	В2ТЛ-4,1-А	4,7×7,7	
ГВ42	46	1600±3	ГАЗ-011	Спидометра	Р	В2ТЛ-4,1-А	4,7×7,7	Н; О
ГВ16-А2*	47	1570±3	ЯАЗ-210, 210-Г, 210-Д, 210-Е, 214, 219, 221, 222, МАЗ-200, 200-В, 205, 501, 502;	Тахометра	Н	В2ТЛ-4,1-А	4,7×7,7	Н; П
ГВ32-А2		4000±10	МАЗ-525	Спидометра	Н	В2ТЛ-4,1-А	4,7×7,7	
ГВ58		3600±10	Спецмашина	То же	Н	В2ТЛ-4,1-А	4,7×7,7	
ГВ59		4500±10	»	»	Н	В2ТЛ-4,1-А	4,7×7,7	

ГВ36-Б	48	570±3	«Победа» М-20, М-20-А; «Москвич» 402-Т	Таксометра	Н	В2ТЛ-4,1-А	4,7×7,7	Л; Н
ГВ36-В		730±3	ГАЗ-51-Т, ГАЗ-51-Р	То же	Н	В2ТЛ-4,1-А	4,7×7,7	
ГВ36-Г		800±3	ГАЗ, М-12-А	»	Н	В2ТЛ-4,1-А	4,7×7,7	
ГВ36-Д		950±3	«Волга» М-21-А	»	Н	В2ТЛ-4,1-А	4,7×7,7	
ГВ121		340±3	«Москвич» 407-Т	»	Н	В2ТЛ-4,1-А	4,7×7,7	
ГВ37-А	49	840±3	«Победа» М-20	Редуктора таксометра	Р	В2ТЛ-4,1-А	4,7×7,7	П; О
ГВ37-Б		1103±3	ГАЗ-51-Т, ГАЗ-51-Р	То же	Р	В2ТЛ-4,1-А	4,7×7,7	
ГВ37-В	50	870±3	«Москвич» 402-Т; ГАЗ, М-12-А; «Вол- га» М-21-А	То же	Р-3	В2Л-3,3-А	4,7×7,7	Р; М
ГВ37-Г		1100±3	«Победа» М-20-А	»	Р-3	В2Л-3,3-А	4,7×7,7	
ГВ23-А	51	1210±2	«Москвич» 400	Стекло- очистителя	Р	В2Т-5,3-А	6,0×9,8	
ГВ43	52	1140+4	«Москвич» 402, 402-Б, 402-М, 402-Т, 407, 410, 410-Н, 423-Н	То же	Р	В2Т-5,3-А	6,0×9,8	Т, С
ГВ3	53	1707	—	Спидометра	Р-3	В2ТЛ-3,3-А	4,0×6,9	См. фиг. 50, б
ГВ45		1600	—	То же	Р-3	В2ТЛ-3,3-А	4,0×6,9	В
ГВ5	54	1545 <sup>+0,5</sup> <sub>-2,0</sub>	—	Спидометр	Р	В2ТЛ-3,3-А	4,0×6,9	А; В

Примечания: 1. Н — неразборная; Р — разборная; Р-3 — разборно-запирающаяся.

2. Порядок обозначений соответствует расположению концов вала на чертеже привода.

\* Выполняются с валом В2Л-3,3-А (ГВН) в соответствии с фиг. 38 (ГВН9-Б, ГВН32-Б) и фиг. 34 (ГВН16-А2).

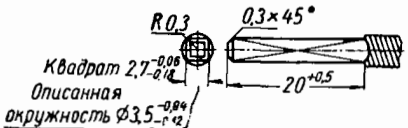
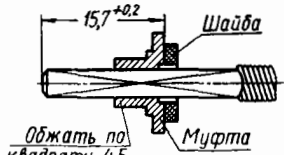
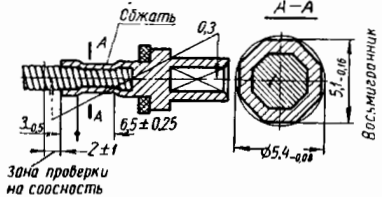
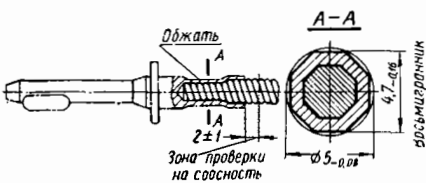
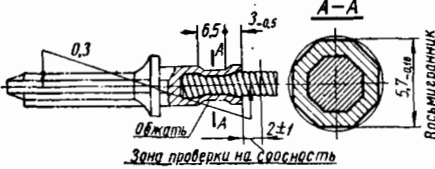
**44. Размеры А и Б разборно-запирающихся приводов**  
(см. фиг. 39, а, 40 и табл. 43)

Обозначение привода	А в мм	Б в мм	Обозначение привода	А в мм	Б в мм
ГВ16-В	1552	—	ГВ63-В	2582	2100
ГВ17-В	1692	—	ГВ69	1692	—
ГВН-20-В	1552	1490	ГВ72	1852	1870
ГВ27	1952	1890	ГВН101	1232	—
ГВ28-В	3532	—	ГВ110	1302	—
ГВ28-Г	3332	—	ГВ113	2782	—
ГВ39-Г	1047	—	ГВН300	1692	1630
ГВ39-Д	532	150	ГВН300-В	3232	2870
ГВ39-Е	2032	1970	ГВН300-Г	1692	1000
ГВ39-И	782	—	ГВН300-Д	1692	1000
ГВ40-Б	2782	—	ГВН44-А	1152	—
ГВ44	1152	—	ГВН102	1042	—
ГВ44-Б	1152	—	ГВН103	2032	—
ГВ46	3032	2800	ГВН120	2582	—

**45. Длины валов в сборе для приводов (см. фиг. 50, а, б)**

Обозначение привода	$L'$ в мм	Допуск в мм
ГВ37-В	856	+2,0 -1,0
ГВ37-Г	1086	+2,0 -1,0

## 46. Конструкции и крепление наконечников гибких валов автомобильных и мотоциклетных приборов

Обозначение	Диаметр вала в мм	Крепление	Эскиз
А	3,3	Конец вала осажен на квадрат и заменяет наконечник	 <p>Квадрат <math>2,7_{-0,06}^{-0,12}</math> Описанная окружность <math>\phi 3,5_{-0,04}^{-0,12}</math></p> <p><math>R0,3</math> <math>0,3 \times 45^\circ</math> <math>20_{+0,5}</math></p>
Б	3,3	На квадратный конец вала надеваются шайба и муфта. Муфта крепится к валу обжимом	 <p><math>15,7_{+0,2}</math> Шайба Муфта Обжать по квадрату <math>4,5_{0,3}</math></p>
В	3,3	Наконечник с надетой на него шайбой крепится к валу обжимом	 <p>Обжать <math>0,3</math> А-А <math>5,1_{\pm 0,06}</math> Восьмигранный <math>6,5 \pm 0,25</math> <math>5,4_{\pm 0,08}</math> <math>2 \pm 1</math> <math>3,05</math> Зона проверки на соосность</p>
Г	3,3	Конец вала гладкий. Наконечник крепится к нему обжимом после сборки вала с броней	 <p>Обжать А-А <math>4,7_{\pm 0,06}</math> Восьмигранный <math>6,5 \pm 0,25</math> <math>2 \pm 1</math> <math>5,5_{\pm 0,08}</math> <math>3,05</math> Зона проверки на соосность</p>
Д	3,3	Конец вала гладкий. Наконечник крепится к нему обжимом после сборки вала с броней	 <p><math>0,3</math> А-А <math>5,7_{\pm 0,08}</math> Восьмигранный <math>6,5 \pm 0,25</math> <math>2 \pm 1</math> <math>3,05</math> Обжать Зона проверки на соосность</p>

Продолжение табл. 46

Обозначение	Диаметр вала в ж.ж.	Крепление	Эскиз
Е	3,3	Конец вала осажен на квадрат. Муфта и шайба надеваются на круглую часть вала. Муфта крепится к валу обжимом	
Ж	3,3	Конец вала осажен на квадрат. Втулка надевается на круглую часть вала и закреплена обжимом	
З	4,1	Наконечник с надетой на него шайбой закрепляется на валу обжимом	
И	4,1	Конец вала гладкий. Наконечник крепится к нему обжимом после сборки вала с броней	

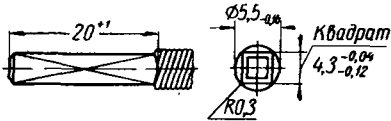
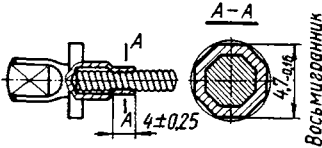
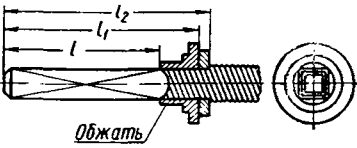
Продолжение табл. 46

Обозначение	Диаметр вала в мм	Крепление	Эскиз
К (3)	4,1	Наконечник с надетыми на него шайбами закрепляется на валу обжимом	См. эскиз к обозначению 3, но две шайбы
Л	4,1	Наконечник крепится к валу обжимом	
М М <sup>1</sup>	4,1	Наконечник с надетыми на него шайбами крепится к валу обжимом	

Обозначение	Диаметр вала в мм	Крепление	Эскиз
Н	4,1	Наконечник с надетой на него шайбой крепится к валу обжимом	
О	4,1	Наконечник крепится к валу обжимом	
П	4,1	Конец вала гладкий. Наконечник крепится к валу обжимом после сборки его с броней	
Р	4,1	Наконечник крепится к валу обжимом	
С	5,3	Наконечник с надетой на него шайбой крепится к валу обжимом	



Продолжение табл. 46

Обозначение	Диаметр вала в мм	Крепление	Эскиз
Т	5,3	Конец вала осажан на квадрат	
У	3,3	Конец вала осажан на квадрат. На круглом отрезке вала крепится съемное запорное устройство	А; Е (см. фиг. 53)
Ц	3,3	Наконечник крепится к круглому концу вала обжимом	
Е'	3,3	Конец вала осажан на квадрат. На круглый отрезок вала надеваются муфта и шайба. Муфта крепится к валу обжимом	

Шаг резьбы измеряется параллельно оси втулки. Диаметр  $3,4^{+0,08}$  и резьбу проверяют до фрезеровки про-  
резы. Прогонку резьбы после фрезеровки производить  
нельзя.

Некоторая специфичность конструкции вала в сборе  
(фиг. 51, б) привода ГВ43 (фиг. 51, а) объясняется частично  
тем, что этот привод, являясь приводом стеклоочисти-  
теля, работает в условиях, более типичных для силового,  
чем для приборного привода.

Данные табл. 47 позволяют ориентироваться в группе  
приводов с гибкими валами, идущих на укомплектование  
такси различных марок.

Ведомственная нормаль Н 2343-56, разработанная  
НИИАВТОПРИБОРОВ, распространяется на присоеди-  
нительные размеры приводов, соединяемых со спидомет-  
ром, трансмиссией или ходовой частью всех видов вновь  
проектируемых средств транспорта с резиновыми покрыш-  
ками.

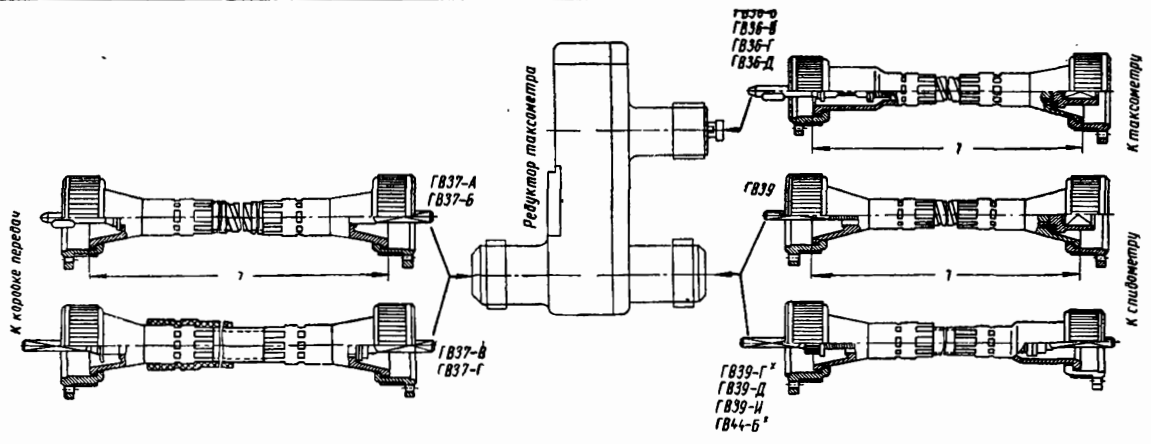
Нормаль Н 2343-56 предусматривает длины гибких  
валов в соответствии с нерасширенным рядом 40а,  
ГОСТ 6336-53.

Присоединительные размеры гибкого вала, спидометра  
и трансмиссии должны выполняться в соответствии с дан-  
ными табл. 49.

Нормализованные приводы каких-либо приборов,  
кроме автомобильных и мотоциклетных или им подобных,  
серийно промышленностью не производятся. Номенкла-  
тура производимых приводов достаточна для удовлетво-  
рения подавляющего большинства требований, предъяв-  
ляемых к различным приводам контрольных приборов  
с гибкими валами.

В случае каких-либо специальных требований привод  
может быть сконструирован на основе существующих  
конструкций с использованием рекомендаций, приведен-  
ных в гл. V.

### 47. Комплекты гибких приводных валов для такс



Привод	«Победа» М-20	«Победа» М-20-А	ГАЗ-51-Т	ГАЗ-12-Т	«Москвич» М-402	«Волга» М-21-А
Редуктора таксометра . . . . .	ГВ37-А	ГВ37-Г	ГВ37-Б	ГВ37-Б	ГВ37-В	ГВ37-В
Таксометра . . . . .	ГВ36-Б	ГВ36-Б	ГВ36-В	ГВ36-Г	ГВ36-Б	ГВ36-Д
Спидометра . . . . .	ГВ39	ГВ39-Д	ГВ44-Б	ГВ39-Г	ГВ39-Г	ГВ39-И

Примечания: 1. ГВ37-В ставится взамен ГВ37-Д и ГВ114.  
 2. На приводы ГВ39-Г и ГВ44-В хлорвиниловая трубка не ставится.

## 48. Комплекты серийных приводов мотоциклетных спидометров

Обозначение комплектного привода	№ фигуры	Длина привода в мм	Применяется на машинах марок	Конструкция привода*	Обозначение вала по табл. 11	Двухпроводная броня (внутренний диаметр × внешний диаметр)	Комбинация концов вала в сборе (см. примечание 2 и табл. 46)
ГВ1	55	1060 <sup>+1,5</sup> <sub>-2,5</sub>	Мотоцикл М72	Н	В2ТЛ-3,3-А	4,0×6,9	Ц; А
ГВ1-Б	56	1120 <sup>+1,5</sup> <sub>-2,5</sub>	СЗЛ (инвалидная коляска)	Н	В2ТЛ-3,3-А	4,0×6,9	Ц; А
ГВ1-В		1370 <sup>+1,5</sup> <sub>-2,5</sub>	СЗА (инвалидная коляска)	Н	В2ТЛ-3,3-А	4,0×6,9	
ГВ25-Б	57	650 <sup>+1,5</sup> <sub>-2,5</sub>	Мотоцикл ИЖ-49	Н	В2ТЛ-3,3-А	4,0×6,9	Ц; Б
ГВ109 <sup>в</sup>		750±3	Спортивный мотоцикл ИЖ-57М	Н	В2ТЛ-4,1-А	4,0×6,9	
ГВ22	58	517 <sup>+1,5</sup> <sub>-2,5</sub>	Мотоцикл М55 (М1А)	Р	В2ТЛ-3,3-А	4,0×6,9	А; Б
ГВ22-Б		700 <sup>+1,5</sup> <sub>-2,5</sub>	Мотоцикл М55 (М1А) с телескопической вилкой	Р	В2ТЛ-3,3-А	4,0×6,9	
ГВ30		650 <sup>+1,5</sup> <sub>-2,5</sub>	Мотоцикл «Киевлянин»	Р	В2ТЛ-3,3-А	4,0×6,9	
ГВ22-В	59	517 <sup>+1,5</sup> <sub>-2,5</sub>	Мотоцикл К55 (К125)	Р	В2ТЛ-3,3-А	4,0×6,9	l=22±1 А; Е'
ГВ22-Г		700 <sup>+1,5</sup> <sub>-2,5</sub>	Мотоцикл М55 (М1А) с телескопической вилкой	Р	В2ТЛ-3,3-А	4,0×6,9	
ГВ22-И		630 <sup>+1,5</sup> <sub>-2,5</sub>	Мотоцикл М-1М	Р	В2ТЛ-3,3-А	4,0×6,9	

Обозначение комплектного привода	№ фигуры	Длина привода в мм	Применяется на машинах марок	Конструкция привода	Обозначение вала по табл. 11	Двухпроводная броня (внутренний диаметр × внешний диаметр)	Комбинация концов вала в сборе (см. примечание 2 и табл. 46)
ГВ117	54	$650^{+1,5}_{-2,5}$	Спортивный мотоцикл	Р	В2ТЛ-3,3-А	4,0×6,9	А; Е' $l = 22 \pm 1$
ГВ118		$1440^{+1,5}_{-2,5}$	Спортивный мотоцикл	Р	В2ТЛ-3,3-А	4,0×6,9	
ГВ119		$1438^{+1,5}_{-2,5}$	Спортивный мотоцикл	Р			
ГВ22-Д	60	$1400^{+1,5}_{-2,5}$	Мотороллер Т-200	Р	В2ТЛ-3,3-А	4,0×6,9	А; Е; $l = 21 \pm 1$
ГВ66	61	$850^{+1,5}_{-2,5}$	Мотоцикл ИЖ-56	Р	В2ТЛ-3,3-А	4,0×6,9	А; Е'; $l_1 = 20,5^{+0,5}$
ГВ65	62	$940^{+1,5}_{-2,5}$	Мотоцикл К-175	Р	В2ТЛ-3,3-А	4,0×6,9	А; Е'; $l_1 = 26^{+0,5}$
ГВ22-Е	63	$1125^{+1,5}_{-2,5}$	Мотороллер ВП-150	Р	В2ТЛ-3,3-А	4,0×6,9	А; Е'; $l = 21 \pm 1,0$
ГВ107	64	$1320 \pm 3$	СЗА (инвалидная коляска)	Р	В2ТЛ-3,3-А	4,0×6,9	Е', А; $l_2 = 28^{+0,5}$
ГВ111	65	$1320 \pm 3$	СЗА (инвалидная коляска)	Р-З	В2ТЛ-3,3-А	4,0×6,9	Е; Ж

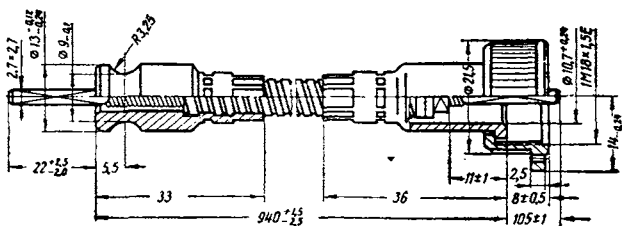
Примечания: 1. Н — неразборная; Р — разборная; Р-З — разборно-запирающаяся.

2. Порядок обозначений соответствует расположению концов вала на чертеже привода.

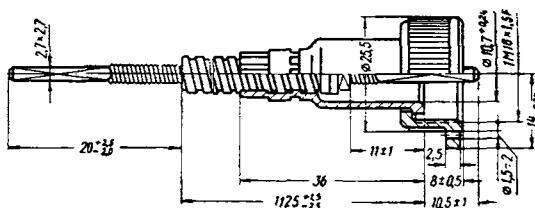
3. Выпущена опытная партия для спортивных мотоциклов. Кроме вала, привод во всем аналогичен приводу ГВ25-В.



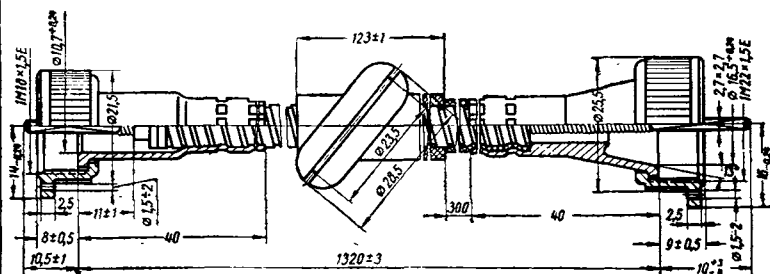




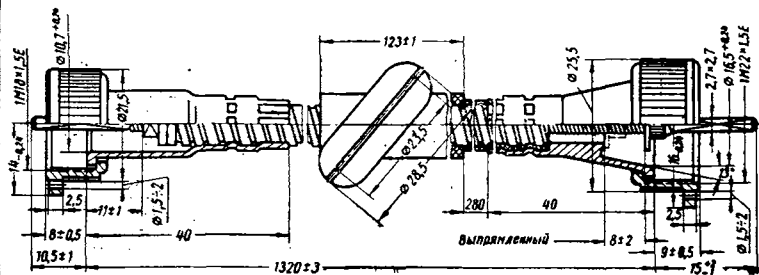
Фиг. 62. Привод ГВ65.



Фиг. 63. Привод ГВ22-Е.



Фиг. 64. Привод ГВ107 выпускался взамен привода ГВ1-В. Заменен приводом ГВ111.



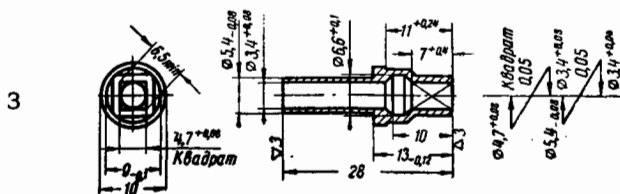
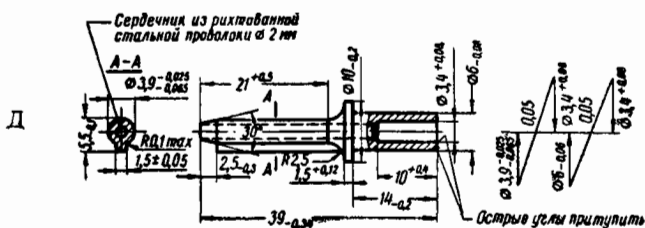
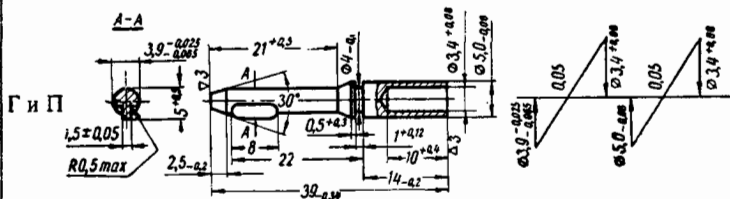
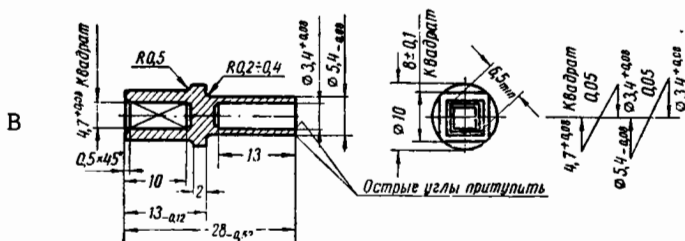
Фиг. 65. Привод ГВ111 выпускается взамен привода ГВ107.





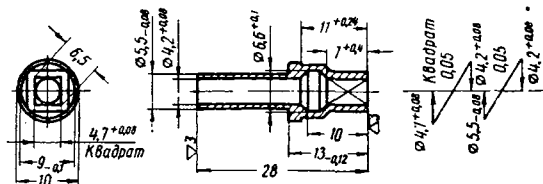
## 50. Наконечники автомобильных и мотоциклетных приборов

Типы концов вала по табл. 46 и эскизы

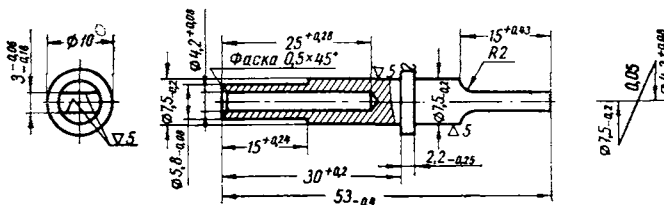


Типы концов вала по табл. 46 и эскизы

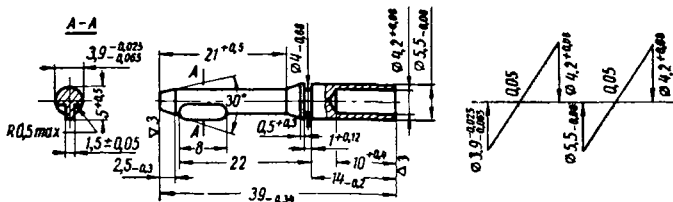
З'



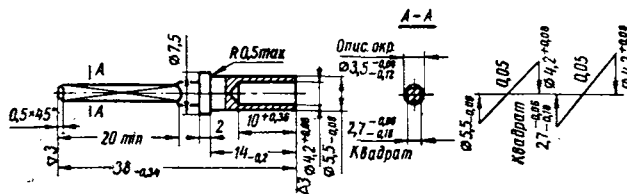
И



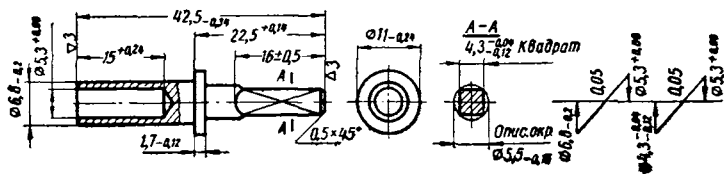
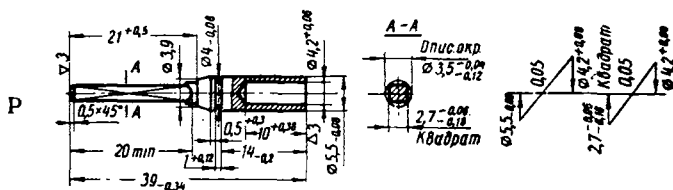
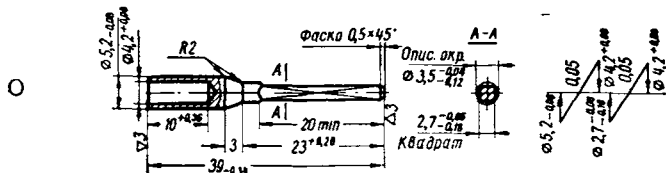
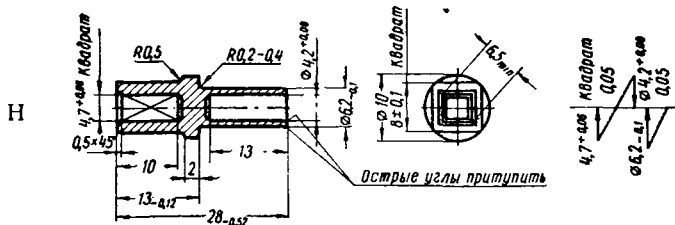
Л



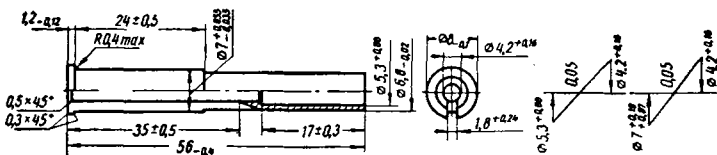
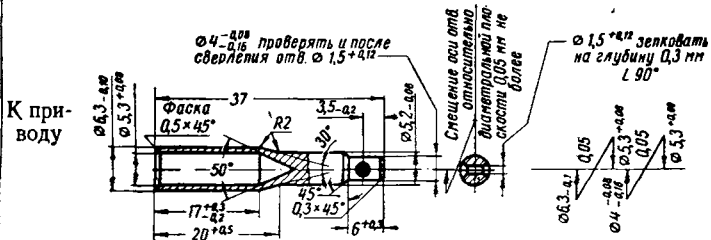
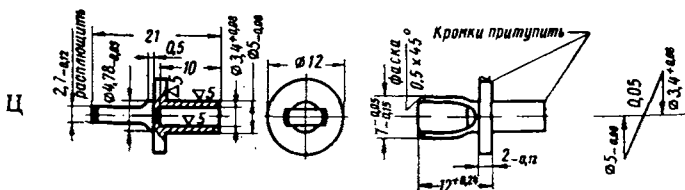
М и М'



Типы концов вала по табл. 46 и эскизы



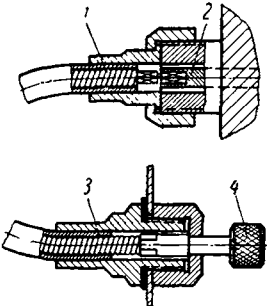
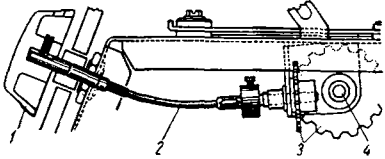
Типы концов вала по табл. 46 и эскизы



### КОНСТРУКЦИИ КОМПЛЕКТНЫХ ПРИВОДОВ УПРАВЛЕНИЯ С ГИБКИМИ ВАЛАМИ

Комплектные приводы управления с гибкими валами серийно предприятиями не производятся. Исключение составляют несколько приводов управления узко специального назначения, производимых соответствующими предприятиями для укомплектования выпускаемой ими продукции. Валами в этих приводах служат обычно валы типа В2 и В2-А (табл. 7 и 11).

### 51. Некоторые комплектные приводы управления с гибкими проволочными валами

Приводы	Эскизы
<p>Привод механизма заводки автомобильных часов. При поступательном движении рукоятки 4 привода справа налево вал 1 перемещается внутри брони 3, и его конец, осажженный на квадрат, входит в зацепление со шпindelем 2 заводного устройства. После этого вращением рукоятки 4 можно заводить часы. Имеются аналогичные конструкции привода включения спидометра и привода регулировки карбюратора</p>	
<p>Привод управления конденсатором. От рукоятки настройки 1 вращение передается через короткий гибкий вал 2 и зубчатую передачу 3 валику конденсатора 4. Короткий вал работает без брони. Наконечники вала крепятся к коитрдеталям стопорными винтами</p>	

Продолжение табл. 51

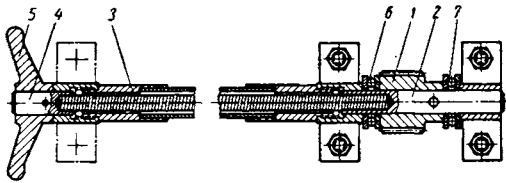
Приводы	Эскизы
<p>Привод дистанционно-го управления радио-приемником. К настраиваемому прибору вращение передается от рукоятки настройки 1 через валик червяка 3, сухарный наконечник и гибкий вал 2. Одновременно вращение передается от червяка 3 червячному колесу 4 и через гибкий вал 5 указательной стрелке шкалы прибора. Таким образом, на шкале воспроизводится (с определенным передаточным отношением) угловая настройка прибора. Червячное колесо 4 фиксируется на гибком валу 5 при помощи разрезной втулки 6 с конической резьбой, на которую навинчивается гайка 7. Благодаря этому удается установить длину вала 5, обеспечивающую плавную работу, т. е. точность указания регулировки на шкале приборов</p>	
<p>Привод управления вентилем. Применяется в тех случаях, когда неудобен доступ к вентилю, высока температура, имеется взрыво- и огнеопасность и т. п.</p>	

Продолжение табл. 51

Приводы	Эскизы
<p>Приводной механизм с гибким валом для подъема салазок верьера аналитических весов. Вращение от рукоятки 4 передается через гибкий вал 3. Невращающаяся гайка 1 салазок перемещается вдоль оси винта и перемещает верьер</p>	
<p>Привод для грубой и тонкой настройки какого-либо объекта поступательным перемещением гибкого вала. Стержень 2 рукоятки управления 5 является одновременно червяком и иконечником гибкого вала 1. Червячное колесо 3 плотно зажато между двумя фрикционными дисками 7 и боковинами кожуха 4, стянутого болтом 6. Грубая регулировка производится поступательным перемещением стержня 2. При этом преодолевается сопротивление фрикционных дисков 7. Тонкая настройка осуществляется путем вращения рукоятки 5. Червячное колесо при этом не вращается и червяк, а следовательно, и гибкий вал получают соответствующие перемещения</p>	



Продолжение табл. 51

Приводы	Эскизы
<p>Привод дистанционного управления вариатором скорости. От маховика 1 вращение передается через гибкий вал 2 и пару винтовых шестерен 3 валу механизма управления вариатором</p>	
<p>Привод дистанционного управления установкой вертикального проектора. Проектор получает движение от червяка 1, в вал 2 которого впаян конец гибкого вала 3. Другой конец гибкого вала впаян в ось 4 маховичка 5. Чтобы свести к минимуму момент сил трения, на торцовых поверхностях червяка предусмотрены упорные шарикоподшипники 6 и 7</p>	
<p>Привод управления многопозиционным контактором. Вращение от рукоятки управления 8 через шпindel 7 и гибкий вал 4 передается шпиделю поворотного выключателя 1. Короткий гибкий вал не имеет брони. Наконечники 3 и 5 вала крепятся к шпиделям при помощи винтов 2 и 6.</p>	

Продолжение табл. 51

Приводы	Эскизы
<p>Привод управления с двумя предварительно закрученными гибкими валами, образующими замкнутый контур. Применяется в тех случаях, когда предъявляются жесткие требования к величине угла закручивания гибкого вала</p>	<p>См. фиг. 71</p>
<p>Привод конденсатора радиоприемника осуществляется гибким валом диаметром 3,8 мм длиной более 15 м при высоких требованиях к качеству настройки. Угол закручивания вала остается в пределах нормы благодаря введению в силовую цепь передачи с <math>i = 264</math>.</p>	<p>Червячная передача <math>i = 44</math>; цилиндрическая передача <math>i = 6</math></p>

Некоторые предприятия сами изготавливают валы для производимых ими приводов управления (например, вал ВЗ-4,3, табл. 10).

Специальная арматура для гибких валов и брони приводов управления заводами серийно также не производится.

Таким образом, при необходимости использовать гибкий вал в приводе управления следует пользоваться номенклатурой валов, брони и арматуры общего назначения, перечисленной выше, либо конструировать некоторые детали применительно к проектируемому приводу. В табл. 51 приведены некоторые приводы управления с гибкими валами.

## Глава IV

### КОНТРОЛЬ КАЧЕСТВА ПРИВОДА И ЕГО ДЕТАЛЕЙ. ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ. МЕТОДЫ ИСПЫТАНИЙ

Специфической особенностью технологического процесса навивки гибких валов является неустойчивость его параметров [4].

Сортировку валов на группы с ограниченным разбросом качественных показателей заводы-изготовители не производят.

Контроль и выбраковка валов по некоторым характеристикам, зафиксированным в технических условиях, почти не производятся.

В связи с этим предприятиям, укомплектовывающим машины и механизмы гибкими приводными валами, необходимо часто контролировать качество деталей привода, а также проводить его испытания для выяснения соответствия эксплуатационных характеристик условиям работы привода и предъявляемым к нему требованиям.

Материалы, приведенные ниже, дадут возможность предприятиям, производящим валы небольшими партиями для собственных нужд, выбирать методы контроля, а также назначать контрольные величины проверяемых параметров с учетом реальных возможностей гибких валов и требований, предъявляемых объектом, на укомплектовку которого идет гибкий вал.

В технических условиях на изготовление валов и официальных источниках [2], [5], [7] имеются также данные по допустимым нагрузкам и радиусам изгиба для валов В1 и В2.

По заводским условиям приемки валов В1 и брони Б1 они разбиваются на партии по 200 м каждая. Проверке

## 52. Основные рекомендуемые операции контроля качества силовых передач с валами В1 и В2

№ по пор.	Объект контроля	Контролируемый параметр	Метод и средства контроля	Предельные значения контролируемых параметров
1	Валы В1 и В2	Прямолинейность оси ненапряженного вала	Наружный осмотр и провертывание вала на плоской поверхности	ТУ не предусмотрено. Не должно быть волнистости и искривлений оси вала
2	То же	Состояние поверхности	Наружный осмотр	Ржавчина и поврежденные проволоки не допускаются
3	»	Выпучивание отдельных витков проволоки	Наружный осмотр и измерение микрометром	В пределах допусков на диаметр вала (табл. 4 и 7)
4	»	Разрядка витков, неплотное прилегание витка к витку	Измерение щупом в вытянутом положении вала	Для валов В2 по данным табл. 9. Для валов В1 не предусмотрено ТУ
5	»	Неплотность прилегания слоя к слою	Попытка сместить внешний слой относительно внутреннего	ТУ не предусмотрено. Внешний слой не должен смещаться относительно внутреннего
6	»	Диаметр вала	Измерение микрометром, штангенциркулем	По данным табл. 4 и 7

№ по пор.	Объект контроля	Контролируемый параметр	Метод и средства контроля	Предельные значения контролируемых параметров
7	Валы В1 и В2	Длина вала	Измерение специальной линейкой или рулеткой	По ТУ и чертежам
8	То же	Длина отожженных и опаянных концов вала	Измерение линейкой или штангенциркулем	По данным табл. 5 и 9
9	»	Обработка концов вала	Наружный осмотр	Не должно быть заусенцев. Фаски по чертежам
10	»	Радиус изгиба оси вала	Вал не должен иметь остаточной деформации после изгиба его в кольцо	Минимальный радиус изгиба по данным табл. 53 и 54
11	»	Осевая нагрузка	Медленное растяжение образцов длиной 200—300 мм	Не разрушаясь вал должен выдержать удвоенную осевую нагрузку по данным табл. 53 и 54
12	Броня Б1 и другие типы	Внешний вид брони	Наружный осмотр	Поверхность должна быть гладкой, без ржавчины

№ по пор.	Объект контроля	Контролируемый параметр	Метод и средства контроля	Предельные значения контролируемых параметров
13	Броня Б1 и другие типы оцинкованной брони	Цинковое покрытие	Наружный осмотр и капельный метод по ГОСТу 3003-58	На поверхности не должно быть отслоений покрытия. Толщина покрытия по ГОСТу 3002-58 (для легкой среды)
14	Броня Б1 и другие типы брони	Внутренний и внешний диаметры брони	Измерение штангенциркулем, калибром	По данным табл. 17, 19, 21, 22, 23
15	Броня Б1	Длина брони	Измерение рулеткой	По соответствующим чертежам и ТУ
16	Броня Б1 и другие типы брони	Радиус изгиба брони по ее внутренней стороне	Огибание броней Б1 от руки цилиндра соответствующего диаметра	По данным табл. 53 и табл. 17 для валов В1 и по данным табл. 19 и табл. 21. для валов В2
17	Броня Б1 и другие типы брони	Осевая нагрузка	Постепенное растяжение образца длиной 200—300 мм от каждых 100 мм брони	По данным табл. 17 и табл. 53 для валов В1 и по данным табл. 21 и табл. 19 для валов В2
18	Валы и броня в сборе с наконечниками и арматурой	Соосность вала и наконечника. Соосность брони и арматуры	Специальными приспособлениями	ТУ не предусмотрено. Рекомендуемые величины максимальных допустимых отклонений от соосности см. в табл. 55

№ по пор.	Объект контроля	Контролируемый параметр	Метод и средства контроля	Предельные значения контролируемых параметров
19	Валы и брoя в сборе с наконечниками и арматурой	Прочность крепления наконечников вала к валу и арматуры брони к броне	Медленное растяжение на испытательной машине	ТУ не предусмотрено. Испытывать при осевых усилиях, соответствующих данным табл. 53 (для валов В1) и табл. 19 (для валов В2)
20	Валы В1 и В2 с наконечниками или без наконечников	Передаваемый статический крутящий момент, прочность крепления наконечников, диаграмма крутильной жесткости	Закручивание вала статической нагрузкой на специальном стенде [4] с одновременным снятием диаграммы крутильной жесткости или угла закручивания при рабочей нагрузке	ТУ не предусмотрено. Вал и наконечник должны выдержать крутящий момент, превышающий в 4—5 раз момент для этого вала по данным табл. 53 (валы В1) и по данным табл. 54 (валы В2). Крутильная жесткость по фиг. 66, 67 и табл. 63
21	Валы В1 и В2 с броней и арматурой и комплектные приводы	Передаваемый динамический крутящий момент	На специальных стендах методами разомкнутого или замкнутого силового потока [4]	Вал должен в течение 3 мин. (для экспортного исполнения 25 мин.) передавать крутящий момент, на 25% превосходящий максимальный момент для данного вала по данным табл. 53 (валы В1) и 54 (валы В2)

№ по пор.	Объект контроля	Контролируемый параметр	Метод и средства контроля	Предельные значения контролируемых параметров
22	Валы В1 и В2 с броней и арматурой и комплектные приводы	К. п. д. привода при различных нагрузках, радиусах изгиба и скоростях вращения	На специальных стендах методами замкнутого и разомкнутого силового потока [4]	ТУ не предусмотрено. К. п. д. привода при различных условиях должен соответствовать данным табл. 67
23	Валы В1 и В2 с броней и арматурой и комплектные приводы	Крутильная жесткость при динамических нагрузках и ее стабильность во времени	На специальных стендах с устройством для определения угла закручивания вращающегося вала [3]	ТУ не предусмотрено
24	Валы В1 и В2 и комплектные приводы	Устойчивость привода против петлеобразования	Закручиванием вала на специальном стенде с фиксацией фигур устойчивости вала, крутящих моментов и углов закручивания [4]	То же
25	Валы В1 и В2 и комплектные приводы	Долговечность	На специальных стендах либо в натуральных условиях [4]	»
26	Валы В1 и В2	Изменение жесткости вала со временем	Периодический замер крутильной жесткости и жесткости изгиба вала через определенные периоды его работы в приводе	»



№ по пор.	Объект контроля	Контролируемый параметр	Метод и средства контроля	Предельные значения контролируемых параметров
27	Валы В1 и В2	Линейные деформации вала	Периодический замер длины вала через определенные периоды его работы в приводе	ТУ не предусмотрено
28	Валы В1 и В2 и комплектные приводы	Износ внешнего слоя проволок вала	Периодический замер износа внешнего слоя вала	» »
29	Привод управления в сборе	Легкость и плавность проворачивания вала	На специальных стендах	» »

Примечание. В соответствии с ТУ в таблицу включены все основные операции контроля валов В2 независимо от их применения в силовых приводах или в приводах управления. В зависимости от предъявляемых к передаче требований часть операций может не производиться.

### 53. Допустимые крутящие моменты, осевые нагрузки и радиусы изгиба для валов В1

Показатели	Номинальный диаметр вала в мм							
	6	8	10	12	16	20	25	30
Допустимый крутящий момент в кгсм . . .	4	6	8	13	32	55	80	115
Максимальная осевая нагрузка в кг	80	80	100	110	140	160	180	200
Минимальный радиус изгиба в мм . . . . .	100	125	200	250	300	350	375	400
Наибольший вес 1 пог. м вала в кг . . .	0,2	0,3	0,5	0,7	1,2	1,9	2,9	4,3

### 54. Допустимые крутящие моменты, осевые нагрузки и радиусы изгиба для валов В2

Диаметр гибкого вала в мм	Наименьший радиус изгиба в мм	Наибольший крутящий момент в кгм	Осевая нагрузка в кг не более	Наибольший вес гибкого вала в кг/м
3	100	0,75	25	0,063
4	125	2	30	0,080
5	125	3	40	0,140
6,5	150	5	45	0,124
8,2	180	7	45	0,156

и испытаниям на соответствие их пп. 2, 3, 4, 6, 7, 8, 9, 12, 14, 15 табл. 52 подвергается вся партия. Проверке по пункту 21 должны подвергаться все валы с арматурой при  $n = 1400$  об/мин. Практикующаяся иногда замена этого испытания обкаткой вала вхолостую недопустима. Испытаниям на соответствие пп. 10, 11, 16, 17 подвергается один образец из партии. В случае его выбраковки производится повторное испытание двух образцов, и если один из них идет в брак, то проверяется вся партия.

Контроль валов В2 производится по тем же пунктам.

Проверка валов В2 по максимальному крутящему моменту ТУ не предусмотрена.

Отсутствие контроля по п. 1 с последующей выбраковкой или исправлением дефекта приводит к тому, что в эксплуатацию часто поступают валы с биением, имеющие заниженные к. п. д. и срок службы.

Тщательная проверка по пп. 4 и 5 очень важна для валов приводов управления, так как плотность навивки в слое и между слоями оказывает заметное влияние на крутильную жесткость вала.

Контроль по п. 10 несколько неопределенный, но более совершенные методы определения жесткости изгиба вала в бухте или длинном мерном отрезке отсутствуют.

Сравнительную оценку жесткости изгиба можно производить по величине стрелы провисания свободного (консольного) конца вала, уложенного на плоскость и закрепленного на ней, а также методом, изложенным в работах [4] и [9].

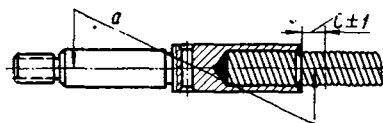
Во избежание работы привода в ненормальных условиях и выхода его из строя из-за ошибок в относительной длине вала и брони длину брони по п. 15 следует контролировать особенно тщательно.

Нормы для контроля валов и брони по пп. 10, 11, 16, 17 требуют обоснования, уточнения и дальнейшей дифференциации валов и брони каждого типоразмера. Нарушение соосности вала и наконечника (п. 18) резко отражается на работе привода.

Для контроля соосности можно воспользоваться ориентировочными рекомендуемыми нормами, приведенными в табл. 55.

Контроль прочности крепления наконечников вала к валу и арматуры брони к броне по п. 19 может

### 55. Рекомендуемая величина допуска на несоосность гибкого вала и наконечника



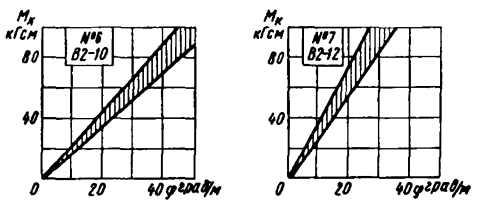
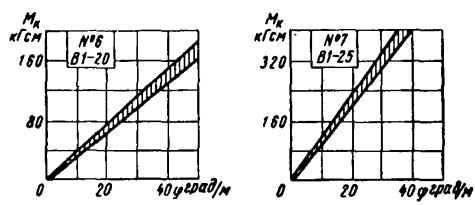
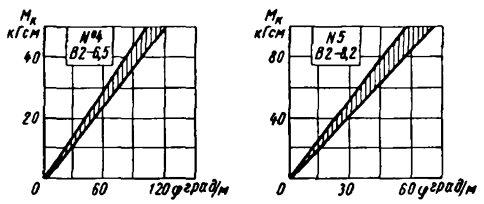
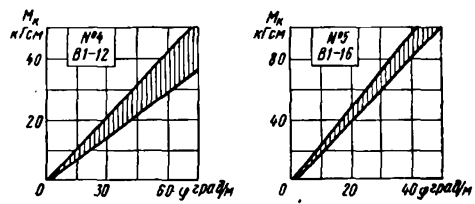
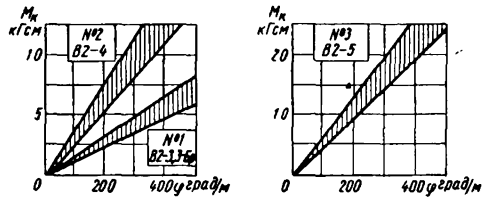
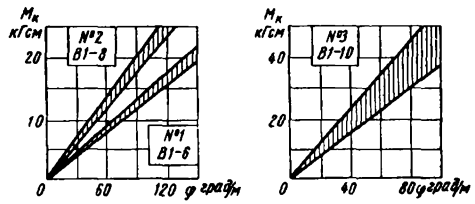
Величины допуска и зоны проверки	Номинальный диаметр вала в мм											
	3	4	5	6	8	10	12	16	20	25	30	40
Допуск на соосность <i>a</i> в мм . . . . .	0,3	0,3	0,3	0,3	0,4	0,4	0,5	0,5	0,6	0,7	0,8	0,8
Зона проверки на соосность <i>c</i> в мм . . . . .	2	2	2	3	3	3	4	4	4	5	5	5

**Примечание.** Допуск на несоосность дан с учетом средних длин наконечников и методов их крепления. При скоростях вращения более 3000 об/мин для валов диаметром < 12 мм и при скоростях выше 1500—1000 об/мин для валов диаметром > 12 мм следует назначать более жесткие допуски.

производиться на той же испытательной машине, на которой проверяются вал и броня на осевое усилие.

Контроль передаваемого статического крутящего момента и прочности крепления наконечника по п. 20 необходим для всех типов валов. Рекомендуемый этим пунктом контроль диаграммы крутильной жесткости вала важен для валов приводов управления, особенно в тех случаях, когда требуемая точность управления задана.

Рекомендуемые нормы полей разброса диаграмм крутильной жесткости для контроля валов В1 и В2 показаны на фиг. 66 и 67.



Фиг. 66. Рекомендуемые нормы полей разброса диаграмм крутильной жесткости для валов В1.

Фиг. 67. Рекомендуемые нормы полей разброса диаграмм крутильной жесткости для валов В2.

Валы приводов управления (В2) с различными диаграммами кручения внутри поля разброса могут быть разделены на группы по степени жесткости. Валы, диаграммы которых сравнительно мало отличаются от диаграмм, вошедших в нормативные поля разброса, не следует браковать. Они могут быть использованы в приводах управления, к которым не предъявляются высокие требования, и в силовых приводах. Последнее относится также к валам типа В1, диаграмма которых незначительно отклонилась от нормативных полей разброса.

Контроль качества приводов в соответствии с п. 21, а также испытания в соответствии с п. 22 производятся на универсальных испытательных установках [4], или на установках, предназначенных для испытаний какого-либо одного привода или группы сходных приводов.

При проведении испытаний по п. 22 (на к. п. д.) необходимо испытывать минимум четыре-пять образцов и ориентироваться затем на средние данные. Такого рода средние данные в зависимости от нагрузки, изгиба оси привода, скорости его вращения и т. д. см. [4].

При организации контроля к. п. д. вновь спроектированного и изготовленного комплектного привода нормативная величина к. п. д. должна быть найдена из непосредственных испытаний этого привода во всех наиболее неблагоприятных условиях эксплуатации.

Испытания по п. 23 проводятся на установках, имеющих специальные устройства [3], позволяющие определять угол закручивания вращающегося гибкого вала при различных формах его оси, произвольном взаимном расположении концов и различных скоростях вращения вала.

Петлеобразный изгиб привода при превышении определенных величин нагрузок ведет к резкому снижению к. п. д. привода и срока его службы, а часто к перегреву, катастрофическому износу и поломке [4]. Цель контроля по п. 24 — выяснить, возникает ли петлеобразный изгиб привода при эксплуатационных нагрузках, установить необходимое количество закреплений привода, или изменить вид применяемой брони для предотвращения петлеобразования.

Испытание по п. 25 важно для установления срока службы привода и решения вопроса о запуске в произ-

водство, а также для принятия решения о применении привода или отдельных его деталей.

Испытание по п. 26 дает возможность получить представление об изменении свойств привода во время его работы.

Определение линейных деформаций по п. 27 важно для длинных приводов, работающих в тяжелых условиях, так как укорочение вала приводит к выходу из зацепления с контрдеталью наконечников со скользящим концом, а удлинение вала резко усиливает его износ, а также износ брони.

Испытание по п. 28 имеет существенное значение для приводов, работающих в благоприятных условиях, и для приводов с высококачественными валом и броней, так как эти приводы часто выходят из строя из-за износа внешнего слоя проволок вала. Методика испытания на износ с количественной оценкой степени изнашивания проволок внешнего слоя приведена в работе [4]. Определение легкости и плавности проворачивания вала по п. 29 имеет существенное, а часто и решающее значение для приводов управления и приводов контрольных приборов с валами В2.

Контроль по пп. 3, 6, 7, 8, 15, 17, 18, 21, 22 табл. 56, а для некоторых приводов также и по п. 26, производится выборочно не более 1—3%.

Особое внимание должно быть обращено на контроль размеров и чистоту соединительных поверхностей наконечников вала и арматуры брони.

После присоединения наконечников к валу контроль по пп. 3, 6, 7, 8 проводится повторно.

Для контроля крутящего момента и угла закручивания а также так называемого мертвого хода по пп. 7, 9 служит специальное приспособление [4].

Контроль максимальной статической нагрузки и прочности крепления наконечника (п. 11) производится путем нагружения вала крутящим моментом заданной величины. При этом моменте не должно быть разрыва проволок.

Под биением оси гибкого вала (пп. 3 и 21) понимается отклонение оси ненагруженного вала от прямолинейности. Биение оси ухудшает условия работы привода и снижает срок его службы, а также и срок службы прибора. Кроме того, оно часто вызывает неустойчивость показаний стрелки прибора.

### 56. Основные рекомендуемые операции контроля качества приборных приводов

№ по пор.	Объект контроля	Контролируемый параметр	Метод и средства контроля	Предельные значения контролируемого параметра
1	Вал	Внешний вид	Наружный осмотр	Ржавчина и поврежденные проволоки не допускаются
2	Вал	Качество навивки	Наружный осмотр	Навивка должна быть равномерной. Внешний слой навивки должен плотно облегать внутренние слои
3	Вал	Прямолинейность оси	Проворачиванием вала от руки на плоской поверхности	Вал не должен иметь волнистости и биений
4	Наконечники, концы валов, ниппели, гайки	Внешний вид	Наружный осмотр	Поверхность должна быть чистой без заусенцев. Отсутствие раскручивания проволок
5	Вал	Диаметр и обработка концов	Измерение микрометром или скобами	В соответствии с эскизами, приведенными в табл. 36, 37, 38 и на фиг. 29, 30, 31
6	Вал	Длина	Измерение при помощи угловых линеек	В соответствии с данными, приведенными в табл. 36, 37, 38 и на фиг. 29, 30, 31
7	Вал	Угол закручивания, крутящий момент и статическая прочность	Постепенное нагружение крутящим моментом на специальном приспособлении [4]	По нормам, приведенным в табл. 57



№ по пор.	Объект контроля	Контролируемый параметр	Метод и средства контроля	Предельные значения контролируемого параметра
8	Вал	Эластичность (легкость проворачивания вала в броне)	Проворачиванием вала в броне, уложенной по определенной трассе, без смазки при $t = 20 \pm 2^\circ \text{C}$	По нормам, приведенным в табл. 58
9	Вал В2-3,8-А	Мертвый ход	Фиксацией угла мертвого хода под нагрузкой [4]	Мертвый ход не должен превышать $3^\circ$ на 1 м длины
10	Наконечники	Соответствие чертежам	Измерение	По заводским чертежам
11	Вал с наконечником	Прочность крепления. Соосность вала и наконечников	Прочность крепления на специальном приспособлении [4]. Несоосность — индикатором	Наконечники не должны прокручиваться при разрушающих нагрузках по табл. 57. Допуски на соосность по данным табл. 46
12	Броня двух-проволочная БДП-А	Качество навивки	Наружный осмотр	Шаг равномерный. Верхний слой должен плотно обгладать нижний
13	Броня БДП	Диаметры брони	Измерение	По данным, приведенным в табл. 39, 40, 41, 42

№ по пор.	Объект контроля	Контролируемый параметр	Метод и средства контроля	Предельные значения контролируемого параметра
14	Броня БДП	Прочность брони на растяжение	Растягиванием брони [4]	Удлинение не более 5% при усилии 5 кг в течение 10 мин. Отсутствие остаточной деформации
15	Броня БДП	Длина брони и качество торцов	Измерение	По данным, приведенным в табл. 39, 40, 41, 42
16	Ниппели брони	Соответствие чертежам	Измерение	По заводским чертежам
17	Детали привода с гальваническим покрытием	Антикоррозийная стойкость	Опрыскивание соляным раствором	После 25 час. опрыскивания 20%-ным раствором поваренной соли не должно быть следов коррозии
18	Броня БДП	Качество термоокисления. Окраска и антикоррозийная стойкость	Внешний осмотр. Окраска — сравнением с утвержденным эталоном. Антикоррозийная стойкость — опрыскиванием промасленной брони раствором поваренной соли	Окраска темно-коричневая или черная — по эталону. После четырехчасового опрыскивания 3%-ным раствором химически чистой поваренной соли не должно быть следов коррозии

№ по пор.	Объект контроля	Контролируемый параметр	Метод и средства контроля	Предельные значения контролируемого параметра
19	Броня БДП	Прочность крепления nipples	Попытка выдавливания брони из nipple	Усилие выдавливания 20 кг. От усилия руки nipple не должны провертываться на броне
20	Вал перед сборкой с броней	Наличие смазки	Наружный осмотр	Вал должен быть смазан на $\frac{2}{3}$ длины с приводной стороны от трансмиссии
21	Привод в сборе	Эластичность и отсутствие биений	Испытание на приспособлении и в паре с прибором	Нормы в соответствии с ТУ на приборы
22	Привод в сборе	Крутящий момент и угол закручивания	На специальном приспособлении [4]	По нормам, приведенным в табл. 57
23	Привод в сборе	Длина привода	Измерение линейками и шаблонами	В соответствии с фиг. 32—65
24	Привод в сборе	Проворачивание вала	Проворачивание от руки	Вал должен проворачиваться легко и плавно без рывков
25	Привод в сборе	Относительная длина вала и брони	Измерение	См. фиг. 32—65
26	Привод в сборе	Износ и срок службы	Обкаткой на стенде или в паре с прибором	ТУ не предусмотрено. Гарантия по табл. 5Э
27	Конструкция привода в целом	Внешний вид, габаритные и монтажные размеры	Наружный осмотр и измерения	По фиг. 32—65

Примечание. Контролируемые размеры измеряются при выпрямленном положении привода или его деталей. Контроль длины вала и брони, а также обработки их концов производится трижды на различных этапах технологического процесса.

### 57. Нормы контроля валов В2-А на угол закручивания и статическую прочность при кручении

Тип вала	Расстояние между зажимами в мм	Направление закручивания	$M_k$ в кгсм	Максимальная угловая деформация в град.	Разрушающий момент в кгсм не менее
В2ТЛ-3,3-А	700	Левое	2	170	10
		Правое			7
В2Т-3,3-А	700	Правое	2	170	10
		Левое			7
В2Л-3,3-А	700	Левое	2	170	10
		Правое			7
В2ТЛ-4,1-А	700	Левое	2	170	18
		Правое			10,5
В2ТЛ-4,1-А	700	Левое	2	170	18
		Правое			10,5
В2-3,8-А	1000	Левое	0,750	22	20
		и правое			
В2Т-5,3-А	700	Правое	2	150	25

Примечания: 1. Испытание проводить при растягивающем усилии 2 кг.

2. Каждый образец должен нагружаться только в одном направлении.

3. Под разрушением вала понимается его разрыв или получение им остаточной деформации.

Контроль биения оси гибкого вала производится путем укладки его на плоскую поверхность и обкатки одного конца по плоскости. При этом в случае отсутствия биений весь вал должен равномерно обкатываться по плоскости без образования видимых зазоров. Для валов с очень малой жесткостью изгиба отсутствие зазоров еще не является свидетельством прямолинейности.

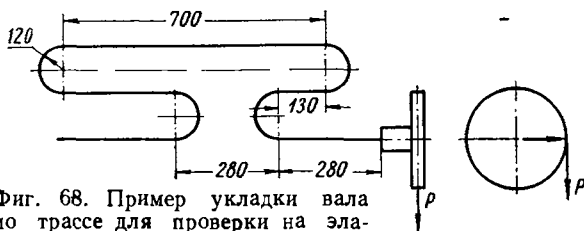
Под торсионным биением гибкого вала понимается колебание угла закручивания равномерно вращаемого вала, нагруженного силами трения о броню или дополнительно крутящим моментом постоянной величины. Торсионное биение является чаще всего следствием биения оси вала. Оно вызывает неустойчивость показаний стрелки прибора, по колебаниям которой и можно составить косвенное представление о величине торсионного биения, что часто и делается при выборочных лабораторных испытаниях.

58. Нормы для контроля валов В2-А на эластичность  
(проворачиванием в броне) \*

Тип вала	Длина участка, на который приходится норма, в мм	Радиус кривизны в мм	Угол изгиба вала в град.	Крутящий момент, необходимый для проворачивания вала, кгМм
В2ТЛ-3,3-А В2Т-3,3-А В2Л-3,3-А	1000	120	180	150
В2ТЛ-4,1-А В2ТЛ-4,1-А1 **	1000	120	180	150
В2-3, 8-А	4100	120 (4 раза)	180 (4 раза)	600
	При длине < 4100 мм на каждые 1000 мм	120	180	150
В2-5,3-А ***		120	180	320

\* Испытание проводится без смазки. Вал В2-3,8-А испытывается по схеме, показанной на фиг. 68.  
\*\* Проверяются приводы в сборе.  
\*\*\* Проверяется привод стеклоочистителя в сборе.

Более точное представление о величине торсионного биения дают лабораторные испытания на специальном устройстве [4].



Фиг. 68. Пример укладки вала по трассе для проверки на эластичность.

Производственные испытания на износ валов (по п. 26) производятся выборочно только для особо ответственных приводов. После проведения этих испытаний производится повторный контроль угла закручивания и мертвого хода, так как ухудшение этих показателей, являющихся мерилom так называемого внутреннего износа вала, не должно выходить за определенные пределы.

## 59. Гарантийные сроки службы приборных приводов

№ по пор.	Типы приводов	Гарантии
1	Приводы автомобильных приборов	25 000 км пробега автомобиля, но не более двух лет с момента выпуска привода заводом
2	Приводы мотоциклетных приборов	15 000 км пробега мотоцикла, но не более двух лет с момента выпуска привода заводом
3	Приводы приборов гусеничных спецмашин	250 моточасов работы машины после двухлетнего хранения на складе при условии правильной эксплуатации и ухода согласно краткой инструкции завода-изготовителя
4	Приводы приборов колесных спецмашин	15 000 км пробега машины после двухлетнего хранения на складе при условии правильной эксплуатации и ухода согласно краткой инструкции завода-изготовителя
5	Привод стеклоочистителя автомобиля	25 000 км пробега автомашины, но не более 18 мес. со времени выпуска гибкого вала заводом
6	Специальный привод с валом В2-3,8-А (заводское обозначение ГВ15/1-А)	Срок службы привода исчисляется 200 000 оборотами вала длиной 4 м по часовой стрелке и 200 000 оборотами против часовой стрелки со скоростью 50—100 об/мин под нагрузкой 3 кгс. При этом привод должен быть перегнут в двух местах на угол 180° по радиусу 120 мм. После испытания механическая прочность и вращающий момент должны соответствовать данным табл. 57 и 58. Угол закручивания должен быть не более 30° на 1 м длины, а угол мертвого хода не более 5° на 1 м длины

Примечание. Радиус изгиба приводов во время работы должен быть не менее 150 мм. До установки на машинах приводы должны храниться в закрытых помещениях, предохраняющих их от пыли и резкой смены атмосферных воздействий.

## 60. Нормы контроля приборных приводов и их деталей заказчиком по операциям

Объект и метод контроля	Приводы автомобильных и мотоциклетных приборов и приборов спецмашин		Привод стеклоочистителя		Вал В2-3, 8-А (метражем в бухтах)	
	Пункты проверки (см. табл. 56)	% проверяемых изделий	Пункты проверки (см. табл. 56)	% проверяемых изделий	Пункты проверки (см. табл. 56)	% проверяемых изделий
Наружный осмотр	4,28	100	4,28	100	1,4 2	100 10
Проверка размеров и наружный осмотр	1, 2, 12, 28	1, но не менее 2 шт.	1, 2, 28	1, но не менее 2 шт.	28	5
Проверка механических качеств и наружный осмотр	7, 8, 11, 14, 19	0,1, но не менее 2 шт.	7, 8, 12, 14, 19, 20, 27	0,1, но не менее 2 шт.	7, 8, 9 8 (при длине $L < 4000$ мм)	100 1
Проверка антикоррозийных покрытий	17, 18	0,1, но не менее 2 шт.	17, 18	2 раза в год на трех образцах	—	—

Примечание. Проверка по пп. 2, 12, 20 табл. 56 производится также наружным осмотром. Проверка механических качеств валов приводов неразборной конструкции производится заводом-изготовителем периодически в присутствии представителя заказчика на валах, подготовленных к сборке. Приводы, не прошедшие по наружному осмотру, бракуются и к дальнейшему выборочному контролю не допускаются. При выборочном контроле в случае несоответствия хотя бы одного из взятых образцов одному из пунктов контроля берутся повторные образцы в удвоенном количестве. При неудовлетворительных результатах вся партия бракуется и возвращается поставщику для повторного контроля. В случае соответствия повторных образцов требованиям ТУ вся партия считается годной за исключением образцов, забракованных при первой проверке.

## РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ ПЕРЕДАЧ С ГИБКИМИ ВАЛАМИ

### 1. ОБЩИЙ ПОРЯДОК КОНСТРУИРОВАНИЯ ПЕРЕДАЧ

Разработка конструкции передачи состоит обычно из следующих основных этапов:

- а) подготовка исходных данных;
- б) выбор вала из числа выпускаемых промышленностью или разработка новой конструкции;
- в) выбор брони из имеющейся номенклатуры или разработка новой конструкции;
- г) выбор наконечников вала или выбор их типа и разработка конструкции;
- д) выбор арматуры брони или выбор ее типа и разработка конструкции;
- е) расчет и конструирование промежуточных передач;
- ж) конструирование узлов присоединения передачи к приводному и рабочему агрегатам, усилительных пружин, промежуточных узлов крепления брони, предохранителей и т. д.

Под исходными данными подразумеваются условия работы и ряд требований, с учетом которых должна быть сконструирована передача. Сюда относятся предварительно известные, задаваемые, а также выясняемые в процессе конструирования передач условия их работы и требования к ним.

К предварительно известным условиям и требованиям относятся: потребный крутящий момент в  $kГсм$  и число оборотов в минуту на ведомом конце передачи, вид нагрузки, направление вращения ведомого конца передачи, необходимая степень точности передачи движения, расположение геометрической оси передачи, которое может быть переменным и постоянным, длина передачи,



параметры приводного агрегата, вид среды и ряд других условий и требований.

К числу данных, задаваемых или определяемых в процессе конструирования, относятся: отсутствие, либо наличие промежуточных передач и их передаточные отношения, крутящий момент, передаваемый валом, а также скорость и направление его вращения при наличии промежуточных передач, вид и количество закреплений брони, длина вала, к. п. д. передачи, вид крепления электродвигателя и т. д.

Вал и броню обычно выбирают из числа выпускаемых промышленностью. Номенклатура наконечников и арматуры брони обычно не позволяет выбрать готовую конструкцию. Эти детали часто приходится конструировать, выбрав предварительно их тип по материалам, приведенным в гл. II.

## КОНСТРУИРОВАНИЕ СИЛОВЫХ ПЕРЕДАЧ

### Подготовка исходных данных

Для выяснения необходимости промежуточных передач, а также определения их передаточных отношений и мест расположения (перед гибким валом или после него) пользуются данными, приведенными в табл. 62 и 63:

$$i_{n.n} = \frac{n_{n.a}}{n_{p.a}},$$

где  $i_{n.n}$  — передаточное отношение промежуточных передач;  $n_{n.a}$  — число оборотов вала приводного агрегата в минуту;  $n_{p.a}$  — число оборотов вала рабочего агрегата в минуту

$$i_{n.n} = i'_{n.n} \cdot i''_{n.n},$$

где  $i'_{n.n}$  и  $i''_{n.n}$  — передаточные отношения промежуточных передач, расположенных соответственно до и после гибкого вала

$$i'_{n.n} = \frac{n_{n.a}}{n_{\theta}}; \quad i''_{n.n} = \frac{n_{\theta}}{n_{p.a}},$$

где  $n_{\theta}$  — число оборотов гибкого вала в минуту.

### 61. Условия работы силовой передачи и предъявляемые к ней требования, подлежащие предварительному определению

Условия работы передачи и предъявляемые к ней требования	Методы определения условий работы передачи или ее деталей
<p>Потребный крутящий момент на ведомом конце передачи <math>M_{p,a}</math> соответствует потребному крутящему моменту на приводном валу рабочего агрегата. Величина потребного момента может быть постоянной или переменной. Если она переменная, то необходимо установить максимальную величину, длительность действия момента, а также вид, величину и длительность возможных перегрузок</p>	<p>Непосредственным измерением. В случае невозможности — расчетом</p>
<p>Внешняя среда и ее изменения. Степень активности, температура и загрязненность жидкой, газообразной или сыпучей сред, температура, влажность, циркуляция и степень запыленности окружающего воздуха</p>	<p>Анализ условий работы. Наблюдения. Измерения</p>
<p>Требуемая степень равномерности вращения приводного вала рабочего агрегата</p>	<p>Анализ технологических функций рабочего агрегата</p>
<p>Допустимое торсионное смещение ведомого конца передачи относительно ведущего конца</p>	<p>Анализ технологических функций рабочего агрегата</p>
<p>Длина передачи <math>L</math> и очертание ее геометрической оси. Минимальный эксплуатационный радиус изгиба <math>\rho</math> геометрической оси передачи. При переменном очертании оси и переменной длине следует ориентироваться на наибольшую длину <math>L</math> и наименьший возможный радиус изгиба <math>\rho</math></p>	<p>Измерения и вычерчивание схемы. При переменном очертании оси и переменной длине схема вычерчивается для нескольких характерных положений</p>
<p>Места возможного крепления передачи (брони) к деталям конструкции</p>	<p>Анализ возможных вариантов трассы пролегания привода</p>

Продолжение табл. 61

Условия работы передачи и предъявляемые к ней требования	Методы определения условий работы передачи или ее деталей
Основные параметры приводного агрегата ( $N_{п.а}$ л. с.; $n_{п.а}$ об/мин; $M_{п.а}$ кгсм)	—
Вид крепления приводного агрегата (неподвижный, передвижной, подвесной, на шарнирной стойке и т. д.)	—
Конструкция концов валов приводного и рабочего агрегатов. Конструкция частей приводного и рабочего агрегатов, предназначенных для крепления арматуры брони	По чертежам, эскизам и с натуры

Первым этапом расчета является, таким образом, определение передаточного отношения промежуточных передач с учетом кинематики.


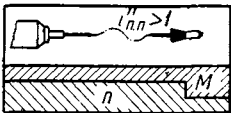
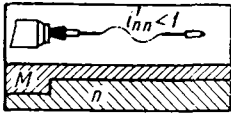
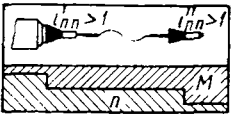
Крутящий момент  $M$  кгсм, передаваемый валом, и крутящие моменты  $M_{п.а}$  и  $M_{р.а}$  соответственно на валах приводного и рабочего агрегатов находятся в следующих соотношениях:

$$M = M_{р.а} \cdot \frac{1}{i'_{п.п}},$$

$$M = M_{п.а} \cdot i'_{п.п}.$$

Определив передаточное отношение промежуточных передач исходя из кинематических соображений, сопоставив  $M_{р.а}$  с крутящими моментами, приведенными в табл. 63, и учтя особенности конструкции и взаимного расположения приводного и рабочего агрегатов, можно сделать вывод о том, где следует располагать промежуточные передачи и какими должны быть их передаточные отношения.

### 62. Варианты введения промежуточных передач в силовую цепь привода и расчетные формулы

№ варианта	Характеристика варианта	Эскизы привода и эпюры скоростей и моментов	Расчетные формулы без учета к. п. д. передач	
			Число оборотов	Момент
1	$n_{n.a} = n_{p.a}$ $n_{p.a} < n_{max}$		$n_{\theta} = n_{n.a}$ $n_{\theta} = n_{p.a}$	$M = M_{n.a}$ $M = M_{p.a}$
2	$n_{n.a} > n_{p.a}$ $n_{n.a} < n_{max}$		$n_{\theta} = n_{n.a}$ $n_{\theta} = n_{p.a} \cdot i''_{n.n}$	$M = M_{n.a}$ $M = M_{p.a} \cdot \frac{1}{i''_{n.n}}$
3	$n_{n.a} < n_{p.a}$ $n_{p.a} < n_{max}$		$n_{\theta} = n_{n.a} \cdot \frac{1}{i'_{n.n}}$ $n_{\theta} = n_{p.a}$	$M = M_{n.a} \cdot i'_{n.n}$ $M = M_{p.a}$
4	$n_{n.a} > n_{p.a}$ $n_{n.a} > n_{max}$		$n_{\theta} = n_{n.a} \cdot \frac{1}{i'_{n.n}}$ $n_{\theta} = n_{p.a} \cdot i''_{n.n}$	$M = M_{n.a} \cdot i'_{n.n}$ $M = M_{p.a} \cdot \frac{1}{i''_{n.n}}$

Продолжение табл. 62

№ варианта	Характеристика варианта	Эскизы привода и эпюры скоростей и моментов	Расчетные формулы без учета к. п. д. передач	
			Число оборотов	Момент
5	$n_{н.а} < n_{р.а}$ $n_{р.а} > n_{тах}$		$n_в = n_{н.а} \frac{1}{i'_{н.п}}$ $n_в = n_{р.а} \cdot i''_{н.п}$	$M = M_{н.а} \cdot i'_{н.п}$ $M = M_{р.а} \cdot \frac{1}{i''_{н.п}}$
6	$n_{н.а} = n_{р.а}$ (либо разница невелика) $M_{р.а} > M_{тах}$		$n_в = n_{н.а} \frac{1}{i'_{н.п}}$ $n_в = n_{р.а} \cdot i''_{н.п}$	$M = M_{н.а} \cdot i'_{н.п}$ $M = M_{р.а} \cdot \frac{1}{i''_{н.п}}$
7	$n_{н.а} = n_{р.а}$ (либо разница невелика) $n_{р.а} > n_{тах}$		$n_в = n_{н.а} \frac{1}{i'_{н.п}}$ $n_в = n_{р.а} \cdot i''_{н.п}$	$M = M_{н.а} \cdot i'_{н.п}$ $M = M_{р.а} \cdot \frac{1}{i''_{н.п}}$

Примечание.  $n_{тах}$  — максимальное допустимое для данного вала число оборотов в минуту при условии удовлетворительной долговечности;  $n_в$  — число оборотов вала в минуту;  $M_{тах}$  — максимальный момент, передаваемый валом наибольшего диаметра, который может быть установлен в данной конструкции передачи.

В эскизах привода зачерченные усеченные конусы, обращенные малыми основаниями вправо — понижающие передачи, влево — повышающие передачи (см. примечание к табл. 74).

Решение, принятое на основании данных табл. 62, является ориентировочным. Окончательно назначение передаточного отношения промежуточных передач и уточнение места их расположения в силовой цепи производится при выборе вала.

Наиболее характерные случаи введения промежуточных передач в силовую цепь приведены в той же табл. 62.

Выбирая передаточные отношения и место расположения промежуточных передач, необходимо стремиться к тому, чтобы обеспечить валу возможность работы на максимально допустимой для него скорости. При этом уменьшаются вес и стоимость вала, а также других деталей передачи.

После определения длины передачи, очертания ее геометрической оси для варианта с минимальными радиусами изгибов, скорости вращения вала, передаваемого им крутящего момента и, следовательно, ориентировочного диаметра следует задаться примерной величиной  $k$ . п. д. привода, используя для этого данные, приведенные в табл. 67 или [4].

### Выбор вала

Выбор валов по табл. 53 и 54 не может быть рекомендован. Основным недостатком выбора валов по этим таблицам является отсутствие учета большинства конкретных условий работы вала в передаче, перечисленных в табл. 61. В результате выбора по табл. 53 и 54 вал может быть в значительной степени недоиспользован или, наоборот, — перегружен. Тогда срок службы его будет недопустимо мал.

Вал силовой передачи с приближенным учетом условий его работы рационально выбирать по данным, приведенным в табл. 63, являющейся основной таблицей для выбора валов силовых приводов, а также приводов контрольных приборов и управления. Таблица разработана на основе ряда исследований, анализа данных эксплуатации и изучения специфики производства, а также особенностей выполненных конструкций.

При указанных в табл. 63 крутящих моментах и скоростях вращения долговечность вала составляет примерно 60 000 000 циклов (оборотов). За основу назначения величин, допустимых крутящих моментов принято обеспечение

### 63. Крутящие моменты $M_m$ (в кгсм), передаваемые гибкими валами

Тип вала	Крутящие моменты для валов с прямолинейной осью и осью, изогнутой по дуге радиуса $Q$ в мм										Расчетная скорость $n_m$ в об/мин		Угол закручивания $\psi_y$ в град. на 1 пог. м длины вала и 1 кгсм крутящего момента
	Прямой	1000	750	600	450	350	250	200	150	120	В броне В1	В броне В2 и ВДП	
В1-6	14	12	10	10	8	6	5	4	3	2	3200	3400	6,8—7,6
В1-8	20	19	17	15	12	10	9	7	4	—	2500	2300	4,5—5,1
В1-10	35	30	28	24	22	18	14	12	—	—	2100	2300	1,8—2,5
В1-12	60	52	45	38	30	28	22	—	—	—	1750	2050	1,44—2,0
В1-16	110	100	85	65	50	35	—	—	—	—	1350	1300	0,42—0,48
В1-20	175	145	120	95	60	45	—	—	—	—	1150	1150	0,27—0,3
В1-25	320	230	165	90	65	—	—	—	—	—	950	950	0,09—0,098
В1-30	500	380	250	165	100	—	—	—	—	—	800	800	—
В1-40	1000	600	360	180	—	—	—	—	—	—	—	750	—
В2-3-Бр	1,5	1,5	1,5	1,5	1	1	1	0,75	0,5	0,5	7200	—	60—85
В2-3,3-А	1,5	1,5	1,5	1,5	1	1	1	0,75	0,5	0,5	—	9000	120—135
В2-3,8-А	2,5	2,5	2,5	2,5	2	2	2	1,5	1,5	1	—	—	30—40
В2-4	3,5	3,5	3,5	3	3	2,5	2,5	2,5	2	1,5	4800	—	25—35
В2-4,1-А	3	3	3	3	2,5	2,5	2	2	1,5	1	—	8000	80—120
В2-5	7	6,5	6,5	6	6	5,5	5,5	5	4	2	3600	—	15—20
В2-5,3-А	8	7,5	7,5	6,5	6	5,5	5	4	3	2	—	6000	30—55
В2-6,5	17	17	16	15	14	12	10	8,5	6	—	3200	3400	1,8—2,2
В2-8,2	36	32	30	28	25	22	18	14	6	—	2600*	2300	0,5—0,7
В2-10-Э	35	35	30	30	28	26	22	16	—	—	2100	2300	0,45—0,55
В2-12-Э	50	50	45	45	42	36	32	—	—	—	1750	2050	0,27—0,34
В3-8	40	40	35	32	30	28	25	20	15	5	2500	2300	—
В3-10-Э	50	50	45	42	38	35	30	25	8	—	2100	2300	—
В3-12-Э	60	55	52	48	45	42	32	12	—	—	1750	2050	—

\* В случае применения брони ВДП-1С следует принимать  $n_m$  на 50% больше табличных данных.

непрерывной работы передачи при окружных скоростях порядка 1,5 м/сек и недопустимость нагрева брони выше 30—35° С против температуры окружающей среды. В данном случае под окружной скоростью понимается скорость скольжения вала по броне.

Расчетный крутящий момент  $M_p$ , определяется по формуле

$$M_p = M \frac{k_1 k_2 k_3}{\eta}, \quad (1)$$

где  $M$  — исходный крутящий момент на ведомом конце вала;  $k_1$  — коэффициент режима;  $k_2$  — коэффициент, учитывающий направление вращения вала;  $k_3$  — коэффициент, учитывающий характер закрепления брони;  $\eta$  — к. п. д. передачи.

Важно проследить за тем, чтобы величина пускового момента на приводном конце вала не превышала более чем на 50% табличное значение момента для прямого вала при тех же условиях работы. Передачи с гибкими валами чувствительны к значительным величинам пусковых моментов, часто вызывающим поломки валов и накопечников. В связи с этим при пуске передач под нагрузкой следует вводить в силовую цепь фрикционные муфты включения или принимать какие-либо иные меры для увеличения периода разгона.

Более жесткая и тяжелая броня препятствует петлеобразному изгибу привода, т. е. повышает его устойчивость и нагрузочную способность.

Аналогичное влияние оказывает закрепление брони в ряде точек трассы.

Значения к. п. д. в табл. 67 приведены для условий работы на минимальных эксплуатационных радиусах изгиба при скорости вращения до 3000 об/мин со смазкой и температуре окружающей среды 20—30° С. При скорости вращения, большей 3000 об/мин, следует вносить поправку [4]. При отсутствии смазки и более низких температурах, а также при удвоенной скорости вращения найденные значения к. п. д. следует снижать в среднем на 2—5%.

При пользовании табл. 67 следует ориентироваться на группу диаметров, в которую вероятнее всего попадет выбираемый вал. Эта группа определяется при выяснении



64. Рекомендуемые значения коэффициента режима  $k_1$ 

Нагрузка	Длина привода ( $D$ — диаметр вала)	Непрерывная работа или работа с перерывами реже, чем через час	Работа с перерывами не чаще, чем через каждые 10—15 минут	Работа с частыми включениями и выключениями
Постоянная или почти постоянная. Пусковой момент до 125% исходного	До 100D Свыше 100D	0,8 1,0	0,8 1,0	0,9 1,1
Колебания нагрузки не превышают 10—15% ее абсолютной величины. Пусковой момент до 150% исходного	До 100D Свыше 100D	1,0 1,15	1,0 1,2	1,1 1,3
Колебания нагрузки не превышают 20—30% ее абсолютной величины. Пусковой момент до 200% исходного	До 100D Свыше 100D	1,1 1,2	1,2 1,3	1,35 1,5
Неравномерная ударная нагрузка с колебаниями до 50% ее абсолютной величины. Пусковой момент до 300% исходного	До 100D Свыше 100D	1,3 1,4	1,4 1,6	1,8 2,0
<p>Примечание. Значения коэффициента <math>k_1</math> приведены для случая, когда за исходный момент принимается максимальный длительно действующий (более 5—10 мин.) момент. В том случае, когда за исходное принимается среднее значение момента при наличии колебаний, значения коэффициента <math>k_1</math> должны увеличиваться на 15—25%. <math>D</math> — ориентировочный диаметр вала.</p>				

65. Рекомендуемые значения коэффициента  $k_2$ 

Направление вращения вала	Вал В1 диаметром до 12 мм	Вал В1 диаметром более 12 мм	Вал В2 диаметром до 6 мм	Вал В2 и В3 диаметром более 6 мм
Вал вращается в сторону, противоположную направлению навивки внешнего слоя . . . . .	1	1	1	1
Вал вращается в сторону, совпадающую с направлением навивки внешнего слоя . . . . .	1,7	1,5	1,5	1,3
Вал реверсивного привода . . . . .	1,8	1,6	1,6	1,4

66. Рекомендуемые значения коэффициента  $k_3$ 

Тип вала	Тип брони	Интервалы закреплений брони в мм до				
		Вместо брони жесткая трубка	35D	60D	100D	150D и выше
В1	Б1 . . . . .	0,8	1,0	1,1	1,3	1,5
	Б2, РТ (БЗ) и БДП	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2
	Б2-О-Р и ей подобные, БЧП . . . . .	0,8	0,8	0,9	1,0	1,1
В2 и В3	Б1 . . . . .	0,8	1,1	1,2	1,4	1,6
	Б2, РТ (БЗ) и БДП	0,8	0,9	1,1	1,2	1,3
	Б2-О-Р и ей подобные, БЧП . . . . .	0,8	0,8	1,0	1,0	1,2

Примечание. Приведенные в таблице значения коэффициента  $k_3$  предполагают наличие между закреплениями участков, изогнутых по эксплуатационным радиусам. При трассе, близкой к прямой, интервалы между закреплениями могут быть увеличены на 50—100%.  $D$  — ориентировочный диаметр вала.

### 67. Ориентировочные значения к. п. д. силовой передачи

Типы и размеры валов	Число изгибов оси вала на 90° по минимальному эксплуатационному радиусу $\rho$ и длина вала в $\mu$															
	Ось близка к прямой				Один изгиб				Два изгиба				Три изгиба			
	До 1,5	1,5—3,5	3,5—7	7—12	До 1,5	1,5—3,5	3,5—7	7—12	До 1,5	1,5—3,5	3,5—7	7—12	До 1,5	1,5—3,5	3,5—7	7—12
B1-6; B1-8; B1-10; B1-12; B1-16	0,98	0,95	0,92	0,90	0,92	0,90	0,86	0,82	0,87	0,85	0,82	0,8	0,78	0,75	0,72	0,7
B1-20; B1-25; B1-30; B1-40	0,95	0,92	0,90	0,88	0,90	0,88	0,84	0,80	—	0,82	0,80	0,78	—	—	0,71	0,68
B2 Бр-3.3; B2-4; B2-5; Все валы типа B2-A	0,97	0,95	0,94	0,92	0,93	0,92	0,90	0,88	0,90	0,88	0,86	0,85	0,86	0,85	0,83	0,81
B2-6,5; B2-8,2; B2-10; B2-12	0,95	0,92	0,90	0,88	0,92	0,9	0,88	0,86	0,88	0,86	0,84	0,82	0,82	0,80	0,78	0,76
B3-4,3; B3-8; B3-10; B3-12	0,97	0,96	0,95	0,94	0,94	0,93	0,92	0,91	0,91	0,90	0,88	0,87	0,87	0,86	0,85	0,84

необходимости в промежуточных передачах на основании данных, приведенных в табл. 62 и 63.

По минимальному эксплуатационному радиусу  $\rho$  и величине момента  $M_p$ , пользуясь табл. 63, выбирают вал такого наименьшего диаметра, для которого удовлетворяется равенство

$$M_m = M_p \frac{n}{n_m}, \quad (2)$$

где  $n$  — действительная угловая скорость вращения вала в об/мин;  $n_m$  — табличная угловая скорость в об/мин, соответствующая окружной скорости скольжения вала по броне  $v_m = 1,5$  м/сек.

В ряде случаев, при нежелании или невозможности увеличить диаметр вала, отношение  $\frac{n}{n_m}$  можно не учитывать, заведомо снижая срок службы вала. Но и в этом случае  $n$  должно быть ниже  $n_{\max}$  (табл. 69).

Ввиду того, что обычно можно использовать несколько разных валов, рационально вести параллельно расчет нескольких вариантов.

Принятие окончательного решения зависит от требований, предъявляемых к диаметру передачи (внешнему диаметру брони), ее весу, жесткости кручения и изгиба вала и стоимости вала и брони.

Примерные величины максимально допустимых, скоростей скольжения вала по броне приведены в табл. 68.

68. Примерные величины максимальных окружных скоростей скольжения вала по броне

Комбинация валов и брони	В1	Б1	В1	Б2	В1	БДП	В2	Б1	В2	Б2	В2-А	БДП	В3	Б1	В3	Б2	БДП
$v_{\max}$ в м/сек	3		4		4		4		5		5		4				6

В табл. 69 приведены максимально допустимые скорости вращения валов в различных типах брони, вычисленные на основании данных табл. 68.

Существенное влияние оказывает также разница в антифрикционных свойствах пары вал — броня. Вследствие этого допустимые скорости для валов в броне Б2 увеличены примерно на 30% по сравнению с допустимыми скоростями для валов в броне Б1.

При обеспечении качественной смазки, хорошего отвода тепла, больших радиусов изгиба можно в ряде случаев работать на скоростях, превосходящих скорости, указанные в табл. 68 и 69. Однако в этих случаях необходимо проводить экспериментальную проверку возможности работы на скорости, превосходящей табличную (табл. 69), в данных конкретных условиях.

При снижении скорости и увеличении крутящего момента необходимо следить за тем, чтобы его величина была не больше максимально допустимой по табл. 63.

В случае выбора вала для привода значительной длины, имеющего несколько перегибов трассы, необходимо определить к. п. д. передачи по уточненным данным [4] для того, чтобы проверить, нет ли резких расхождений между найденной величиной к. п. д. и той величиной, которая подставлялась в формулу (1). Кроме того, найденная величина к. п. д. дает возможность проверить правильность выбора приводного двигателя.

Следует учитывать, что в табл. 63 приведены средние данные, которые могут иметь весьма существенные отклонения от нормируемых величин.

Часто приходится выбирать гибкие валы приводов универсальных электрифицированных инструментов для механизации различных работ. В этих случаях могут быть использованы данные табл. 70, дающие возможность ориентироваться без предварительных расчетов.

**Пример 1.** Подобрать электродвигатель и гибкий вал для привода шлифовальной машины по следующим данным: длина привода  $L = 2,5$  м; мощность, потребная для процесса шлифования заданным инструментом при заданном режиме,  $N_{р. а} = 0,5$  л. с.; эксплуатационный радиус изгиба  $q \approx 400$  мм; число изгибов вала — 2; рекомендуемая скорость вращения шлифовального круга  $n_{р. а} \approx 3000$  об/мин; броня не закрепляется; вращение вала правое; шлифовальная машина предназначена для обдирки литя и зачистки сварных швов.

В качестве приводного электродвигателя удобно выбрать асинхронный короткозамкнутый электродвигатель трехфазного тока с номинальным числом оборотов  $n_{н. а} \approx 3000$  в минуту. При этом нет необходимости вводить промежуточные передачи.

69. Наиболее распространенные сочетания валов и брони<sup>1</sup>  
и ориентировочные величины максимально допустимых скоростей  
вращения валов

Тип и диаметр вала	Внутренний диаметр брони × × наружный диаметр брони в мм		Максимально допу- стимое число оборо- тов в минуту	
	Б1	Б-2 и двухпроволоч- ная	в броне Б1	в броне Б2 и БДП
В1-6	9,0×13,5	10,9×18,8	6 500	9 000
В1-8	11,5×18,5	16×25,0	5 000	6 200
В1-10	13,5×20,5	16×25,0	4 200	6 200
В1-12	16,5×26	18×27,0	3 500	5 500
В1-16	21×30,5	22×32	2 600	3 800
В1-20	25×35	26×36	2 200	3 000
В1-25	30×42,0	32×42	1 800	2 500
В1-30	36×48,0	38×48,5	1 600	2 000
В1-40	—	50×61	—	1 600
В2-3,3-Бр	4×7 (медн.)	—	19 000	—
В2-3,3-А	—	Двухпроволочная 4×6,9	—	30 000
4-В2	6×8,8	—	12 000	—
В2-4,1-А	—	Двухпроволочная 7×7,9	—	26 000
В2-5	8×10,8	—	9 000	—
В2-5,3-А	—	Двухпроволочная 6×9,5	—	20 000
В2-6,5	9×11,8	10,9×18,8	8 500	11 000
В2-8,2	11×14	16×25,0	6 800	7 500
В2-10-Э	16,5×26	16×25,0	5 600	7 500
В2-12-Э	—	18×27	4 800	7 000
В3-8	11,5×18,5	16×25*	6 500	9 000
В3-10-Э	13,5×20,5	16×25	5 500	9 000
В3-12-Э	16,5×26,0	18×27	4 700	8 000

<sup>1</sup> Специальные виды брони для комплектных приводов с валами диаметром 12 мм см. в табл. 22.

\* Применяется также двухпроволочная броня БДП-1с (11 × 17).

70. Данные для предварительного выбора валов типа В1 для работы с универсальным инструментом

Вал	Максимальная мощность в л. с.		Максимальный размер применяемого инструмента					Диаметр наждач- ного диска в мм	Диаметр сверла в мм (по стали)
	при 1500 об/мин. (ном.)	при 3000 об/мин. (ном.)	Шлифоваль- ный круг	Полироваль- ный круг	Проволочная щетка	Пескоструй- ный барабан			
							Диаметр в мм × ширина в мм		
В1-6	0,15	0,25	—	—	—	—	—	4	
В1-8	0,2	0,4	—	—	—	—	—	5	
В1-10	0,4	0,70	100×20	150×10	150×20	100×40	150	6	
В1-12	0,6	1,0	150×25	150×20	200×25	100×50	200	8	
В1-16	1,0	1,5	200×25	200×20	200×50	150×50	250	10	

Примечание. Данные, приведенные в таблице, рассчитаны для средних условий работы и нормальной долговечности передачи. Отклонения в ту или иную сторону могут быть за счет срока службы передачи.

Потребная мощность электродвигателя

$$N_{э} = N_{п. а} = \frac{N_{р. а}}{\eta \cdot 1,36} = 0,432 \text{ квт.}$$

$\eta = 0,85$  (табл. 67), так как при данной мощности диаметр вала будет не более 16 мм.

Выбираем электродвигатель АОЛ22 мощностью 0,6 квт при 2840 об/мин. Крутящий момент на валу электродвигателя

$$M_{п. а} = 71\,620 \frac{0,6 \cdot 1,36}{2840} = 20,5 \text{ кгсм.}$$

Расчетный крутящий момент

$$M_p = 71\,620 \frac{N_{п. а} \cdot 1,36}{2840} k_1 k_2 k_3.$$

Значение  $\eta$  учтено при выборе электродвигателя.

$k_1 = 1,1$  (табл. 64), так как принимается, что работа производится с частыми выключениями при почти постоянной нагрузке и пусковом моменте не более 125% исходного (пуск на холостом ходу).  $k_2 = 1$  (табл. 65),  $k_3 = 1,2$  (табл. 66), так как при данных условиях удобно применить броню типов Б2 или РТ (Б3), достаточно хорошо защищающую вал и не слишком жесткую и тяжелую (как, например, Б2-О-Р или БЧП).

$$M_p = 71\,620 \frac{0,432 \cdot 1,36}{2840} \cdot 1,1 \cdot 1,0 \cdot 1,2 = 20,1 \text{ кгсм.}$$

Расчетный крутящий момент меньше момента на валу электродвигателя. Поэтому при выборе вала следует учитывать момент  $M_{п. а} = 20,5$  кгсм.

Из табл. 63 видно, что при  $q \approx 400$  мм передача крутящего момента порядка 18—22 кгсм может быть обеспечена валом диаметром 10 мм типа В1. Валы типа В1 выпускаются промышленностью в значительном количестве.

$$M_m = M_p \frac{n}{n_m} = 20,5 \frac{2840}{2300} = 25,2 \text{ кгсм.}$$

Полученная величина момента несколько превышает величину  $M_m$  для вала В1-10 при  $q \approx 400$  мм, что вызовет небольшое уменьшение срока службы привода. Однако переходить на вал большего диаметра нерационально.

Как видно из табл. 63, в этом же приводе могут быть использованы валы В2-8,2 и В3-8. При этом срок службы вала В3-8 будет значительно больше срока службы валов В1-10 и В2-8,2. Помимо этого уменьшатся вес и поперечная жесткость привода и, следовательно, облегчится манипулирование инструментом.

Скорость вращения для всех трех конструкций валов меньше максимально допустимой по табл. 69.



**Пример 2.** Подобрать электродвигатель и гибкий вал для привода внутришлифовального инструмента по следующим данным: длина привода  $L = 0,6$  м; эксплуатационный радиус изгиба оси вала  $q \approx 250$  мм; число изгибов — 2; мощность, потребная для процесса шлифования,  $N_{p.a} = 0,2$  л. с.; экономически выгодное число оборотов шлифовального круга  $n_{p.a} \approx 15\,000$  в минуту.

Исходя из возможности применения асинхронного короткозамкнутого электродвигателя трехфазного тока ( $n \approx 2850$  об/мин) выявляется необходимость применения промежуточных передач с передаточным отношением  $i_{min} \approx 5,3$ .

$$N_s = \frac{N_{p.a}}{\eta_s \eta_n 1,36} = \frac{0,2}{0,92 \cdot 0,97 \cdot 1,36} = 0,165 \text{ квт.}$$

К. п. д. передачи гибким валом  $\eta \approx 92$  (табл. 67); к. п. д. зубчатой передачи с подшипниками можно принять равным 0,97. Выбираем электродвигатель АОЛ 11 ( $N = 0,180$  квт;  $n = 2790$  об/мин).

Крутящий момент на валу электродвигателя

$$M_{n.a} = 71\,620 \frac{0,18 \cdot 1,36}{2790} = 6,28 \text{ кгсм.}$$

Расчетный крутящий момент

$$M_p = 71\,620 \frac{0,165 \cdot 1,36}{2790} k_1 k_2 \cdot k_3 = 5,7 \text{ кгсм.}$$

Принимаем среднее значение  $k_1 = 0,9$  для постоянной нагрузки между значениями при  $L < 100D$  и  $L > 100D$ ;  $k_2 = 1,0$ ;  $k_3 = 1,1$  (принимаем, что в приводе используется броня В2 или БДП, а длина привода равна примерно  $100D$ . Тогда при диаметре валов от 4 до 8 мм длина привода равна 400—800 мм).

Вал следует выбирать по большему моменту, т. е. моменту на валу электродвигателя  $M_{n.a} = 6,28$  кгсм. При этом принимается, что промежуточная передача ( $i'' = 5,3$ ) вводится в силовую цепь привода после гибкого вала ( $n_s = n_3$ ). Для этих условий подходит вал В1-6.

$$M_m = M \frac{n_s}{n_m} = 6,28 \frac{2790}{3400} = 5,15 \text{ кгсм.}$$

При введении промежуточной передачи до гибкого вала

$$M_{n.a} = \frac{6,28}{5,3} = 1,18 \text{ кгсм.}$$

Если использовать вал В2-4,1-А, то

$$M_m = M \frac{n_s}{n_m} = 1,18 \frac{15000}{8000} = 2,22 \text{ кгсм,}$$

что вполне приемлемо. Привод получается более легким и работает более устойчиво, но срок службы его будет ниже, чем в первом варианте.

Очень простое и удобное решение может быть получено также путем применения универсального электродвигателя последовательного возбуждения УО 061 ( $n_3 = 8000$  об/мин,  $N_3 = 0,180$  кВт) и промежуточной передачи ( $i'' = 1,87$ ), более компактной, чем в первых двух случаях.

**Пример 3.** Подобрать гибкий вал к приводу отбора мощности от коробки перемены передач автомобиля к барабану лебедки, установленной на нем. Заданы: скорость вращения вала отбора мощности от коробки передач  $n_{п.а} = 620$  об/мин; скорость вращения барабана лебедки  $n_{р.а} = 16,3$  об/мин; крутящий момент на валу барабана  $M_{п.а} = 6000$  кгсм; длина привода  $L = 2,3$  м; эксплуатационный радиус изгиба оси  $\rho \approx 800 \div 1000$  мм; число изгибов — 2; привод реверсивный и закреплен с интервалами не более 400—500 мм.

Гибкий вал получает вращение непосредственно от вала отбора мощности. Передаточное отношение от вала отбора мощности к валу барабана<sup>1</sup>

$$i = \frac{n_{п.а}}{n_{р.а}} = \frac{6000}{16,3} = 38.$$

Расчетный крутящий момент

$$M_p = \frac{6000}{38} \frac{k_1 k_2 k_3}{\eta_{\epsilon} \eta_{ч.п}}$$

Коэффициент  $k_1 = 1,35$  (судя по величине момента, длина привода не превысит 100D, пусковой момент дойдет до 200% исходного);  $k_2 = 1,6$  (валы реверсивных приводов типа В1, диаметр более 12 мм);  $k_3 = 1,0$  (броня Б1, закрепленная с интервалами менее 35D);  $\eta_{\epsilon} \approx 0,82$  (к. п. д. привода с гибким валом типа В1 диаметром более 16 мм при двух изгибах и длине от 1,5 до 3,5 м);  $\eta_{ч.п} \approx 0,85$  (ориентировочный к. п. д. червячной передачи)

$$M_p = \frac{6000}{38} \frac{1,35 \cdot 1,6 \cdot 1,0}{0,82 \cdot 0,85} = 490 \text{ кгсм.}$$

Полученная величина  $M_p$  указывает, что следует ориентироваться на вал В1-30. Тогда

$$M_m = M_p \frac{n_{\epsilon}}{n_m} = 490 \frac{620}{800} = 380 \text{ кгсм.}$$

При такой величине  $M_m$  можно использовать вал В1-30. Вследствие того, что скорость вращения вала  $n_{\epsilon}$  меньше  $n_m$ , момент  $M_m$  меньше расчетного момента  $M_p$ , однако это не является препятствием к использованию вала, так как величина момента  $M_p$  не выходит за пределы максимально допустимого момента для вала В1-30 при работе в положении, близком к прямому.

Если при всех прежних условиях крутящий момент на валу барабана составляет 7500 кгсм, а вал большего диаметра использовать нельзя, то необходимо обеспечить передачу валом допустимого крутящего момента при большей скорости его вращения. Для этого можно

установить до вала промежуточную передачу с передаточным отношением  $i' \approx \frac{1}{3}$  а после вала — промежуточную передачу с передаточным отношением  $i'' \approx 3$  для сохранения остальных условий работы лебедки неизменными. Скорость вращения вала  $n_g = 620 \cdot 3 = 1860$  об/мин (практически можно изменить передаточное отношение червячной передачи и ввести одну зубчатую пару).

Тогда расчетный момент будет равен

$$M_p = \frac{6000}{38} \cdot \frac{1}{3} \cdot \frac{k_1 \cdot k_2 \cdot k_3}{\eta_g \cdot \eta_{ч.п.} \cdot \eta_{з.п.}} = \frac{6000}{38} \cdot \frac{1}{3} \cdot \frac{1,35 \cdot 1,0 \cdot 1,6}{0,82 \cdot 0,85 \cdot 0,98} = 167 \text{ кгсм.}$$

Здесь 0,98 — к. п. д. зубчатой передачи. Если ориентироваться на вал В1-30, то

$$M_m = M_p \frac{n_g}{n_m} = 167 \frac{1860}{800} = 389 \text{ кгсм,}$$

что в пределах нормы. Однако вал В1-30 использовать нельзя, так как необходимая скорость вращения 1860 об/мин больше максимально допустимой  $n_{\max} = 1600$  об/мин (табл. 69). Если ориентироваться на вал В1-25, то

$$M_m = 167 \frac{1860}{950} = 327 \text{ кгсм,}$$

а  $n_g = 1860$  об/мин примерно равна  $n_m = 1800$  об/мин.

Учитывая некоторую перегрузку и соответствующее снижение срока службы, вал В1-25 может быть использован. Вал В1-20 не может быть использован из-за недостаточной величины допустимого крутящего момента.

Для предотвращения возможных перегрузок в силовую цепь следует ввести предохранительную муфту предельного момента.

### Выбор брони

Выбор того или иного типа брони определяется условиями эксплуатации привода: величиной нагрузки, скоростью вращения вала, желательной долговечностью, растягивающими усилиями, средой, весом и стоимостью брони.

При выборе брони следует руководствоваться данными, приведенными в гл. II и в табл. 13, 14, 17, 19, 21, 22, 23. Однако в большинстве случаев броню можно выбрать по данным табл. 69, в которой перечислены наиболее распространенные сочетания валов и брони. Если ни

один из размеров нормализованной брони не приемлем, то может быть изготовлена специальная броня по типу одной из нормализованных или использован какой-либо рукав (табл. 20, 23).

Внутренний диаметр брони должен быть равен  $1,2—1,3D$ . Большие величины относятся обычно к валам меньших диаметров, а меньшие — к валам больших диаметров.

Чем больше нагрузка и возможные перегрузки пусковыми моментами, тем жестче или тяжелее должна быть выбранная броня. Некоторой заменой этих качеств, предотвращающих петлеобразование, является закрепление брони по трассе в нескольких точках.

При работе в жидких и газообразных средах, в условиях повышенной влажности, запыленности или высоких температур, вызывающих разжижение смазки, следует выбирать герметичную броню.

Антимагнитная броня и броня с высокой коррозионной стойкостью может быть получена путем подбора соответствующих материалов.

### Выбор наконечников вала

Тип наконечника выбирают по данным табл. 26 и 27. В ряде случаев могут быть использованы разработанные конструкции наконечников на опорах скольжения, качения и без опор (табл. 71).

71. Конструкции наконечников, приведенные в справочнике

Опоры наконечника	Опоры скольжения	Опоры качения	Без опор
Источники для выбора наконечника	Табл. 29, 30, Фиг. 6	Табл. 31, Фиг. 8, 9, 19, 20, 21, 23, 24, 26	Фиг. 11, 12, 13, 17 Фиг. в табл. 43 и 48

Наружный диаметр одного из наконечников вала должен быть меньше внутреннего диаметра брони и обеих муфт арматуры, так как в противном случае монтаж привода будет невозможен.

Во избежание сильного трения вала и наконечника об изогнутый участок брони наконечник не должен входить внутрь привода на длину, превышающую длину арматуры.

Основные способы крепления наконечников перечислены в табл. 28.

### Выбор арматуры брони

Выбор типа арматуры брони (с опорами скольжения, качения или без опор) зависит от величины нагрузки, ее характера, наличия либо отсутствия осевых усилий, величины окружной скорости, допустимых габаритов и веса. При этом следует руководствоваться данными, приведенными в гл. II.

Конструкции некоторых типов арматуры брони с опорами скольжения, качения и без опор могут быть позаимствованы из источников, перечисленных в табл. 72.

#### 72. Конструкции арматуры брони, приведенные в справочнике

Арматура	С опорами скольжения	С опорами качения	Без опор
Источники для выбора арматуры брони	Табл. 29, 30 фиг. 6	Табл. 31, фиг. 8, 9, 19, 20, 21, 23 24, 26	Фиг. 11, 12, 13 и фигуры в табл. 43 и 48

Почти без изменений может быть использована значительная часть типоразмеров арматуры без опор по DIN 2995/A (табл. 32, фиг. 5).

Применяя на обоих концах передачи резьбовую арматуру брони, необходимо обеспечить возможность удобного монтажа и демонтажа передачи путем применения накладных гаек, съемных фланцев или каким-либо иным путем.

Способы крепления арматуры брони к броне указаны в табл. 33.

### Расчет и конструирование промежуточных передач

Общее передаточное отношение и место введения промежуточных передач в силовую цепь определяются по материалам, приведенным в начале этой главы и в табл. 63. Кинематический и силовой расчет производятся по обыч-

ным правилам расчета передач. Во многих случаях, особенно на подвижных концах приводов ручных электроинструментов, передачи должны быть легкими, малогабаритными и бесшумными в работе. Поэтому следует отдавать предпочтение червячным передачам и цилиндрическим зубчатым передачам с внутренним зацеплением, а также применять неметаллические материалы для изготовления зубчатых колес.

Встраивая промежуточные передачи, для облегчения и удешевления их следует стремиться к обеспечению возможности работы вала на максимально допустимых скоростях.

### **Конструирование узлов присоединения передачи к приводному и рабочему агрегатам, усилительных пружин, предохранителей и промежуточных узлов крепления брони к деталям конструкции**

При выборе способа крепления арматуры брони к неподвижным деталям приводного и рабочего агрегатов можно пользоваться табл. 35, в которой систематизирован ряд широко применяемых способов крепления.

Усилительные пружины ставятся в местах присоединения брони к арматуре и реже в местах ожидаемых резких изгибов брони. Рекомендуется ставить усилительные пружины переменной жесткости с тем, чтобы обеспечить на концевых участках плавный переход от жесткой арматуры к броне с соответствующей жесткостью изгиба. Этому требованию удовлетворяет, например, конструкция встроенной усилительной пружины, показанной на третьем эскизе в табл. 13. В местах ожидаемых резких изгибов можно ставить две усилительные пружины переменной жесткости, обращенные жесткими концами одна к другой. При этом на жесткие концы для их соединения напрессовывается втулка, длина которой равна удвоенному шагу навивки пружин.

Усилительные пружины навиваются из ленты прямоугольного сечения или из круглой проволоки. Предпочтительно применять более жесткие усилительные пружины из ленты.

В связи с высокой стоимостью изготовления пружин переменного профиля некоторое изменение жесткости изгиба пружин достигается за счет переменного шага навивки.

В отдельных случаях усилительные пружины заменяются отрезками брони большего диаметра, надеваемыми с натягом поверх основной брони и арматуры.

Неподвижные участки брони с резкими изгибами можно армировать жесткими трубками или лотками.

Наиболее простые конструкции промежуточных узлов крепления брони показаны на фиг. 25, 26. В отдельных случаях при значительных изменениях конфигурации оси привода во время работы узлы необходимо делать шарнирными во избежание резких изгибов и перегрузки брони в крайних положениях привода. В случае недостаточной длины вала, большой жесткости изгиба его и ожидаемых малых радиусов изгиба работа передачи может быть улучшена путем введения универсального шарнира (см. фиг. 22) в силовую цепь.

Существенное влияние на работу передачи оказывает крепление двигателя. При изменяющемся взаимном расположении концов передачи почти всегда желательно иметь шарнирное крепление двигателя, способствующее значительному уменьшению износа вала и брони, а также повышению срока их службы.

Предохранители желательно всегда встраивать в арматуру ведомого конца вала для того, чтобы полностью предотвратить перегрузку вала.

Простейшими предохранителями являются срезные элементы наконечников (третий эскиз в табл. 27), рассчитываемые на срез по соответствующим нормам (с обязательной проверкой нескольких опытных образцов на испытательной машине и в приводе).

Более совершенны регулируемые фрикционные предохранительные устройства в виде однодисковых либо многодисковых фрикционных муфт [10] предельного момента, встраиваемых в рукоятки электроинструментов.

В отдельных случаях можно применять также регулируемые предохранительные устройства с цилиндрическими фрикционными поверхностями и предохранители с рабочими поверхностями в виде торцовых кулачков и регу-

лируемым нажимным устройством в виде винтовой цилиндрической пружины и регулировочной гайки.

Специфической трудностью при расчете и конструировании предохранительных устройств является обычно необходимость вписывания их в малые габариты. При расчете следует принимать максимально допустимые моменты по табл. 63 (для валов с прямолинейной осью).

### **КОНСТРУИРОВАНИЕ ПРИВодОВ КОНТРОЛЬНЫХ ПРИБОРОВ**

В большинстве случаев приводы контрольных приборов могут быть сконструированы путем использования валов, брони и арматуры комплектных приводов автомобильных и мотоциклетных приборов (см. гл. III). При конструировании любых приборных приводов желательно соблюдать их соответствие нормам Н 2343-56 (см. табл. 49). При конструировании приборных приводов, рассчитанных на передачу значительных крутящих моментов, следует руководствоваться материалами по конструированию силовых передач с учетом специфических требований, предъявляемых к ним. В приводах такого типа предпочтительно применение валов типов В2 и В3.

### **КОНСТРУИРОВАНИЕ ПРИВодОВ УПРАВЛЕНИЯ**

#### **Подготовка исходных данных**

В табл. 74 и 75 приведены лишь основные, наиболее часто встречающиеся варианты введения промежуточных и вспомогательных передач в цепь приводов управления с гибкими валами. Определение передаточных отношений промежуточных передач и мест их введения в цепь привода управления является первым этапом расчета привода.

Во многих случаях конструирования приводов управления с гибкими валами основным фактором, определяющим конструкцию привода, является требуемая степень точности управления<sup>1</sup>, зависящая главным образом от крутильной жесткости гибкого вала.

---

<sup>1</sup> Под требуемой степенью точности управления понимается допустимое отклонение угла поворота управляемого элемента схемы или его поступательного перемещения от заданной величины, зависящей от устройства, управление которым производится при помощи гибкого вала.



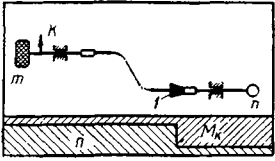
### 73. Условия работы привода управления и предъявляемые к нему требования

Условия работы привода и предъявляемые к нему требования	Методы определения условий работы и предъявляемых требований
Потребный крутящий момент на ведомом конце привода (максимальный момент, необходимый для управления)	Непосредственным измерением, а в случае невозможности — расчетом
Движение гибкого вала (вращательное и поступательное) и направление вращения ведомого конца привода управления	По данным управляемого агрегата
Величина максимально необходимых угловых и поступательных перемещений ведущей детали управляемого агрегата	То же
Необходимая степень точности угловых и поступательных перемещений ведущей детали управляемого агрегата	»
Необходимая величина шкалы управляющего элемента привода и цена ее деления	»
Внешняя среда и возможные ее изменения. Степень активности, температура и загрязненность жидкой, газообразной или сыпучей среды (чаще всего температура, влажность и степень запыленности окружающего воздуха)	Анализ условий работы. Наблюдения. Измерения
Длина передачи $L$ и очертание ее геометрической оси. Минимальный радиус изгиба $q$ геометрической оси передачи. При переменном очертании и переменной длине следует ориентироваться на наибольшую длину $L_{\max}$ и наименьший возможный радиус изгиба $q_{\min}$	Измерения и вычерчивание схемы в нескольких крайних положениях

Продолжение табл. 73

Условия работы привода и предъявляемые к нему требования	Методы определения условий работы и предъявляемых требований
Места возможного крепления передач к деталям конструкции	Анализ возможных вариантов трассы пролегания привода
Конструкция конца вала управляемого агрегата и управляющей рукоятки. Конструкция частей управляемого агрегата и узла управления, предназначенных для крепления арматуры брони	По чертежам, эскизам и с натуры

#### 74. Основные варианты введения промежуточных передач в цепь привода управления вращательным движением управляемого элемента

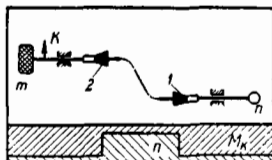
Причины введения промежуточных передач в цепь привода управления	Схема привода управления, эпюры моментов и чисел оборотов
<p>Крутящий момент, необходимый для осуществления процесса управления <math>M_{p.a}</math>, превосходит максимальный момент <math>M_{\theta}</math>, передаваемый валом, который желательно применять в данном приводе</p>	
<p>Допускаемые отклонения <math>\Delta\varphi_{p.a}</math> углового положения управляемого элемента <math>n</math> привода меньше угла закручивания <math>\varphi_{\theta}</math> вала, который подходит к данному приводу по весу, размерам и нагрузочной способности</p>	$i''_{n.n} \geq \frac{M_{p.a}}{M_{\theta}}$ <p>или</p> $i''_{n.n} \geq \frac{\varphi_{\theta}}{\Delta\varphi_{p.a}}$

Продолжение табл. 74

Причины введения промежуточных передач в цепь привода управления

Схема привода управления, эпюры моментов и чисел оборотов

Причины введения промежуточных передач те же, что и в двух предыдущих случаях, но дополнительно необходимо сохранить соответствие между вращением рукоятки управления  $m$  и вращением управляемого элемента схемы  $n$ . Путем соответствующего изменения передаточного отношения  $i'_{n.n}$  можно получить любое желаемое соотношение между полным угловым смещением  $\varphi_k$  стрелки  $k$  и полным угловым смещением  $\varphi_{p.a}$  управляемого элемента



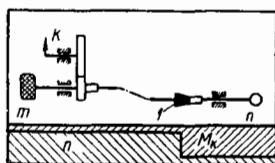
$$i'_{n.n} = \frac{1}{i''_{n.a}} \text{ или}$$

$$i'_{n.n} = \frac{\varphi_{p.a}}{i''_{n.n} \varphi_k}$$

$$i''_{n.n} \geq \frac{M_{p.a}}{M_{\theta}} \text{ или}$$

$$i''_{n.n} \geq \frac{\varphi_{\theta}}{\Delta \varphi_{p.a}}$$

То же, что в предыдущем случае, но желательно сохранить легкость вращения рукоятки управления  $m$ . Путем соответствующего подбора передаточного отношения  $i_m$  передачи к шкале можно обеспечить соответствие полного углового перемещения  $\varphi_{p.a}$  управляемого элемента  $n$  схемы желаемому угловому перемещению  $\varphi_k$  стрелки-указателя  $k$ . При отсутствии промежуточных передач в цепи управления  $i'_{n.n} = 1$



$$i_m = i''_{n.n} \text{ или } i_m = \frac{\varphi_{p.a} i''_{n.n}}{\varphi_k}$$

$$i''_{n.n} \geq \frac{M_{p.a}}{M_{\theta}} \text{ или}$$

$$i''_{n.n} \geq \frac{\varphi_{\theta}}{\Delta \varphi_{p.a}}$$

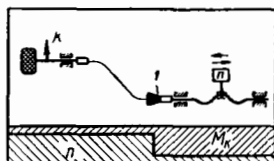
Примечание: Принятые обозначения: 1 — понижающая передача; 2 — повышающая передача.

75. Основные варианты введения промежуточных передач в цепь привода управления поступательным движением управляемого элемента (гибкий вал передает вращательное движение)

Причины введения промежуточных передач в цепь привода управления

Схема привода управления, эпюры моментов и чисел оборотов

Крутящий момент, необходимый для осуществления процесса управления  $M_{p.a}$  превосходит максимальный момент  $M_{\theta}$ , передаваемый валом, который желательно применить в данном приводе



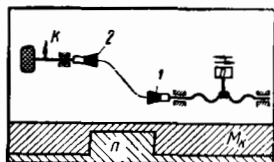
$$n_{\theta} = \frac{l_{p.a}}{h} i''_{n.n}$$

$$i''_{n.n} \geq \frac{M_{p.a}}{M_{\theta}} \text{ или}$$

$$i''_{n.n} \geq \frac{\Delta l}{\Delta l \varphi_{\theta}}$$

Допускаемые отклонения  $\Delta l$  в положении поступательно движущегося управляемого элемента  $n$  привода меньше отклонений  $\Delta l(\varphi)$ , вызываемых углом закручивания  $\varphi_{\theta}$  вала, который подходит к данному приводу по весу, размерам и нагрузочной способности

Причины введения промежуточных передач те же, что и в двух предыдущих случаях, но дополнительно необходимо сохранить соответствие между вращением рукоятки управления  $m$  (а также соосной с ней стрелки прибора  $k$ ) и полным поступательным перемещением  $l_{p.a}$  управляемого элемента  $n$  схемы. Путем соответствующего изменения передаточного отношения  $i'_{n.n}$  можно получить любое желаемое соотношение между полным угловым смещением  $\varphi_k$  стрелки  $k$  и полным поступательным перемещением  $l_{p.a}$  управляемого элемента  $n$



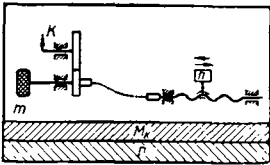
$$i'_{n.n} = \frac{1}{i''_{n.n}}, \quad i \geq \frac{M_{p.a}}{M_{\theta}}$$

$$\text{или } i''_{n.n} \geq \frac{\Delta l \varphi_{\theta}}{\Delta l};$$

$$n_{\theta} = \frac{l_{p.a}}{h} i''_{n.n} \text{ или}$$

$$i'_{n.n} = \frac{1}{i''_{n.n}} \cdot \frac{360 l_{p.a}}{h \varphi_k}$$

Продолжение табл. 75

Причины введения промежуточных передач в цепь привода управления	Схема привода управления, эпюры моментов и чисел оборотов
<p>Полное поступательное перемещение <math>l_{p.a}</math> управляемого элемента <math>n</math> схемы должно соответствовать желаемому угловому перемещению <math>\varphi_k</math> стрелки-указателя <math>k</math>. При этом желательно сохранить легкость вращения рукоятки управляющего элемента <math>m</math> схемы. При введении в данную схему привода промежуточной передачи, как в первых двух случаях (после гибкого вала), будем иметь</p> $i_m = \frac{l_{p.a} 360}{h \varphi_k} ; \quad n_{\theta} = \frac{l_{p.a}}{h} i''_{n.p.}$	
<p>Примечание. Принятые обозначения: 1 — понижающая передача; 2 — повышающая передача.</p>	

76. Расшифровка обозначений, принятых в табл. 74 и 75

Обозначение	Расшифровка обозначения
$i'_{n.p.}$	Передаточное отношение промежуточных передач, вводимых до гибкого вала
$i''_{n.p.}$	Передаточное отношение промежуточных передач, вводимых после гибкого вала
$i_m$	Передаточное отношение передач, вводимых между рукояткой управления и осью стрелки или шкалы прибора
$m$	Управляющий элемент схемы
$n$	Управляемый элемент схемы
$k$	Стрелка-указатель шкалы
$M_{p.a}$ кгмм	Крутящий момент, потребный для осуществления процесса управления
$M_{\theta}$ кгмм	Максимальный крутящий момент, передаваемый валом
$\varphi_{p.a}$ град.	Полный угол поворота управляемого элемента схемы

Продолжение табл. 76

Обозначение	Расшифровка обозначения
$\Delta\varphi_p, \alpha$ град.	Допустимая погрешность установки угла поворота управляемого элемента
$\varphi_\theta$ град.	Угол закручивания вала при моменте $M_\theta$
$\varphi_k$ град.	Желаемое полное угловое перемещение стрелки $k$ (или шкалы)
$l_p, \alpha$ мм	Полное поступательное перемещение управляемого элемента $l$
$\Delta l_p, \alpha$ мм	Допустимая погрешность установки поступательно движущегося управляемого элемента
$\Delta l(\varphi_\theta)$ мм	Погрешность установки поступательно движущегося управляемого элемента, зависящая от угла закручивания вала $\varphi_\theta$ (ошибка в механизме винт—гайка не рассматривается)
$h$ мм	Ход винта
$n$ об/мин	Число оборотов какого-либо элемента привода
$M_k$ кгсм	Момент, передаваемый элементами привода

При расчете кинематических параметров промежуточных передач следует ориентироваться на углы закручивания валов, приведенные в табл. 63, на кривые жесткости (фиг. 66, 67) и на расчетные зависимости, приведенные ниже в разделе «Основы теории расчета гибких валов».

### Выбор вала привода управления

Расчетный крутящий момент  $M_p$  определяется по формуле (3)

$$M_p = \frac{M_{p.a}}{k} k_2, \quad (3)$$

где  $M_{p.a}$  — (см. табл. 76);  $k$  — коэффициент, учитывающий потери на трение о броню (табл. 77);  $k_2$  — коэффициент, учитывающий направление вращения вала (см. табл. 65).

Значения коэффициента относятся к тем случаям, когда вал выбирается по крутящему моменту. В этих случаях вал следует выбирать по величинам крутящих моментов для валов с прямолинейной осью (см. табл. 63).

77. Значения коэффициента  $k$  в зависимости от числа изгибов вала на  $90^\circ$  по минимальному эксплуатационному радиусу

Форма вала	Близкая к прямой			Один изгиб		
	Длина вала в м	До 0,5	0,5—2,0	2,0—4,0	До 0,5	0,5—2,0
$k$	0,95	0,92	0,9	0,92	0,9	0,88
Форма вала	Два изгиба			Три изгиба		
	Длина вала в м	До 0,5	0,5—2,0	2,0—4,0	До 0,5	0,5—2,0
$k$	0,9	0,88	0,85	0,85	0,82	0,8
<p>Примечание. При смазке вязким маслом и низких температурах коэффициент <math>k</math> следует уменьшать на 20—25%.</p>						

Найденная величина расчетного момента  $M_p$  должна быть меньше величины табличного момента  $M_m$  для выбранного вала (в графе «прямой»), а минимальный табличный радиус  $q$  и табличный угол закручивания  $\varphi_u$ , определенные по табл. 63 и фиг. 66 и 67, должны быть не больше соответствующих заданных величин.

При закреплении брони с минимальными интервалами, равными  $50-60D$ , либо при работе вала в жесткой трубе величины допускаемых моментов могут быть увеличены на 25—30% по сравнению с данными табл. 63.

В случае передачи движения в направлении, совпадающем с направлением навивки внешнего слоя (вал правого вращения — влево, вал левого вращения — вправо), а также в случае работы обычного вала в реверсивном приводе табличные величины углов закручивания должны быть увеличены на 30—40% для валов В2 диаметром 8,2—12 мм и валов В3; на 40—50% — для валов В2 диаметром до 8,2 мм и валов В1 диаметром более 16 мм; на 60—70% — для валов В1 диаметром до 10 мм. В случае введения  $k_2$  в формулу (3) увеличивать углы против табличных не следует.

Характерным приводом управления, для которого вал выбирают в основном по величине крутящего момента, является привод дистанционного управления вентилем. Для привода дистанционного управления вентилем вал может быть выбран на основе определения  $M_p$  по изложенной выше методике. При этом  $M_{p, q}$  будет соответствовать моменту, необходимому для вращения вала вентиля и полного открытия или закрытия его. Данные, приведенные в табл. 78, позволяют выбрать вал для привода дистанционного управления вентилем без выполнения расчетов. При пользовании табл. 78 необходимо предварительно определить общую длину привода и количество изгибов на трассе. Вал рекомендуется выбирать таким образом, чтобы закрытие клапана вентиля производилось при направлении вращения вала, совпадающем с направлением навивки внешнего слоя. Считается, что момент, необходимый для вращения вала маховика вентиля, является средним нормальным моментом. Учитывается 50—100%-ный запас по крутящему моменту.

От изложенной методики существенно отличается методика выбора вала привода управления для тех случаев, когда валы выбираются исходя из требований высокой крутильной жесткости (с многократным запасом по крутящему моменту). При этом момент сил трения может превосходить момент, необходимый для выполнения операции управления, либо быть с ним одного порядка.

В этих случаях момент трения, необходимый для определения действительного угла закручивания выбранного вала, лучше всего находить опытным путем. Если момент почему-либо нельзя определить опытным путем, его величина со значительным запасом определяется по формуле

$$M_{mp} = M_{max} (1 - k), \quad (4)$$

где  $M_{mp}$  — момент от сил трения вала о броню;

$M_{max}$  — момент, передаваемый выбранным валом в выпрямленном положении (см. табл. 63).

Момент  $M_s$ , передаваемый валом, определяется по формуле

$$M_s = \frac{M_{max} (1 - k)}{2} \cdot \frac{M_{p, a}}{i_{n, n}}. \quad (5)$$



78. Данные для ориентировочного выбора валов типа В1 для дистанционного управления вентилями

Диаметр маховика клапана в мм (не больше)	Стдаваемый момент $M_K$ в кгсм	Длина системы дистанционного управления в мм															
		До 1,5		1,5—3,0		3,0—4,5		4,5—6,0		6,0—7,5		7,5—9,0		9,0—12,0		12,0—15,0	
		$d_{\theta}^*$	$D_M^{**}$	$d_{\theta}$	$D_M$	$d_{\theta}$	$D_M$	$d_{\theta}$	$D_M$	$d_{\theta}$	$D_M$	$d_{\theta}$	$D_M$	$d_{\theta}$	$D_M$	$d_{\theta}$	$D_M$
75	15	16	150	16	150	16	150	16	150	20	150	20	200	20	200	25	200
100	18	16	150	16	150	16	150	20	150	20	150	20	200	25	175	25	200
125	25	16	150	16	150	20	200	20	200	20	200	25	200	25	200	25	250
150	30	20	200	20	200	20	200	20	200	25	200	25	250	25	250	30	250
175	40	20	200	20	200	20	200	25	200	25	200	25	250	30	250	30	300
200	45	20	200	20	200	25	250	25	250	25	250	30	300	30	300	30	300
225	50	25	250	25	250	25	250	25	250	30	250	30	300	30	300	40	350
250	60	25	250	25	250	30	300	30	300	30	300	30	350	40	350	40	400
275	70	25	300	30	300	30	300	30	350	30	350	40	400	40	400	40	400
300	75	30	350	30	350	30	350	30	400	40	400	40	450	40	450	40	500
350	100	30	400	30	400	30	400	40	450	40	450	40	500	40	500	—	—
400	120	30	450	30	450	40	450	40	450	40	450	40	500	—	—	—	—
450	130	30	450	40	450	40	500	40	500	40	500	—	—	—	—	—	—
500	180	40	500	40	500	40	500	40	500	—	—	—	—	—	—	—	—

\* $d_{\theta}$  — диаметр гибкого вала в мм;

\*\* $D_M$  — диаметр маховика управления в мм.

Исходя из величины момента  $M_p$ , находят угол закручивания вала  $\varphi_s$ . Если величина  $\varphi_s$  окажется больше допустимой  $\Delta\varphi_{p.a}$ , то, в зависимости от разности  $\Delta\varphi_{p.a} - \varphi_s$ , следует выбрать вал с бóльшей крутильной жесткостью. Путем двух-трех проб находят вал, для которого разность  $\Delta\varphi_{p.a} - \varphi_s$  будет положительной. Если это невозможно или вал будет конструктивно неосуществимым, то необходимо увеличить передаточное отношение промежуточных передач  $i''_{n.n}$ .

Для реверсивных приводов управления желательно иметь вал равной крутильной жесткости в обоих направлениях. В противном случае приходится учитывать заниженную жесткость вала при его нагружении моментом, совпадающим по направлению с направлением навивки внешнего слоя. Реверсивные валы приводов управления серийно не производятся. Весьма просто реверсивный вал может быть изготовлен путем навивки соответствующим образом рассчитанного дополнительного слоя (см. ниже)

Реверсивный вал можно получить также путем сборки вала из двух половин одинаковой конструкции с противоположным направлением навивки внешнего слоя.

**Пример 1.** Выбрать вал для привода управления вариатором скорости по следующим данным: крутящий момент, необходимый для выполнения операции управления,  $M_{p.a} = 5 \text{ кгсм}$ ; длина привода  $L = 2,5 \text{ м}$ ; число изгибов — 2; минимальный радиус изгиба  $\rho \approx 250 \text{ мм}$ ; привод реверсивный; интервалы между закреплениями привода 400—500 мм.

В данном случае не предъявляются никакие специальные требования к отношению точности регулирования. Поэтому вал выбирается исходя из величины расчетного крутящего момента:

$$M_p = \frac{M_{p.a} k_2}{k} = \frac{5 \cdot 1,8}{0,85} = 10,6 \text{ кгсм.}$$

Здесь  $k = 0,85$  (табл. 77);  $k_2 = 1,8$  (табл. 65), так как в приводе можно применить дешевые и распространенные валы типа В1.

Величина расчетного крутящего момента позволяет выбрать для привода вал В1-6 (табл. 63).

**Пример 2.** Подобрать гибкий вал, соединяющий два контрольных прибора по следующим данным: один прибор связан с контролируемым агрегатом, а второй получает вращение от первого при помощи гибкого вала длиной  $L = 1,2 \text{ м}$ ; крутящий момент, необходимый для вращения второго прибора,  $M_{p.a} = 12 \text{ кгсм}$ ; очертание геометрической оси вала близко к прямолинейному; вращение — правое; разница

в углах поворота приводных валов приборов не должна превышать  $0,6^\circ$  ( $\Delta\varphi = 0,6$  градуса):

$$M_p = \frac{M_{p.a} k_2}{k} = \frac{12}{0,92} 1,0 = 13,05 \text{ кгсм.}$$

Для того чтобы обеспечить требуемую точность, угол закручивания  $\psi_y$ , приходящийся на 1 кгсм момента и 1 м длины вала, не должен превышать величину

$$\frac{\Delta\varphi_{p.a}}{LM_p} = \frac{0,6}{1,2 \cdot 13,05} = 0,0384 \text{ град.}$$

Сопоставление этой величины с данными табл. 63 показывает, что без применения промежуточных передач ни один вал не может удовлетворить предъявляемым требованиям. Наиболее простым видом промежуточной передачи является одноступенчатая цилиндрическая передача. В данном случае при введении промежуточной передачи с передаточным отношением около 10, что близко к пределу для обычных одноступенчатых цилиндрических передач, можно использовать валы В2-12-Э и В1-20.

Для соблюдения синхронности в работе обоих приборов до и после гибкого вала вводятся одинаковые промежуточные передачи. Передаточное отношение передачи, введенной после гибкого вала, равно

$$i''_{n.n} = \sqrt{\frac{\xi_2^2 - \xi_5^2 - \xi_2^2}{\xi_3^2 + \xi_1^2}} \quad (\text{табл. 79})$$

$\xi_5 = 0,6^\circ$ ;  $\xi_5 = \xi_1 = 0,133^\circ$  (для зубчатых колес 2-го класса точности [4]);  $\xi_2$  не рассматривается;  $\xi_3 = \psi_y LM_p = 0,34 \cdot 1,2 \cdot 13,05 = 5,33^\circ$  (реверс учета введением коэффициента  $k_2$  в величину момента  $M_p$ ).

$$i''_{n.n} = \sqrt{\frac{0,6^2 - 0,133^2}{5,33^2 + 0,133^2}} = \frac{1}{9,12}$$

Таким образом, применив гибкий вал В2-12-Э и введя в привод зубчатые передачи  $i''_{n.n} = \frac{1}{9,12}$  и  $i'_{n.n} = 9,12$ , можно обеспечить необходимую точность.

Если зубчатые передачи изготовлены по 3-му классу точности  $\xi_5 = \xi_1 = 0,283^\circ$  [4], то  $i''_{n.n} = \frac{1}{10,2}$ . Разница незначительна и можно ограничиться 3-м классом точности зубчатых колес.

При установке промежуточных передач  $i''_{n.n} \approx \frac{1}{20}$  и  $i'_{n.n} \approx 20$  можно использовать вал В2-8,2. По крутящему моменту он вполне применим так же, как и вал В2-6,5.

**Пример 3.** Подобрать вал привода управления радиопередатчиком по следующим данным: потребный крутящий момент  $M_{p.a} = 2 \text{ кгсм}$ ;

длина привода  $L \approx 8,5$  м; радиус изгиба  $\varrho \approx 150$  мм; число изгибов — 3; привод реверсивный; допускаемая погрешность угла поворота управляемого объекта  $\Delta\varphi_{p.a} = 2^\circ$ ; угловое перемещение управляемого объекта должно соответствовать угловому перемещению стрелки-указателя ( $\varphi_{p.a} = \varphi_k$ ); броня закреплена по всей длине с небольшими интервалами:

$$M_p = \frac{M_{p.a} k_2}{k} = \frac{2 \cdot 1,6}{0,8} = 4 \text{ кгсм.}$$

Здесь  $k_2 = 1,6$  (табл. 65), так как предположительно принимается, что в приводе будет применен вал типа В2 диаметром не более 6 мм;  $k = 0,8$  (табл. 77). Необходимая точность будет обеспечена, если  $\psi_y$  будет меньше  $0,059^\circ$  на 1 м длины вала и на 1 кгсм крутящего момента.

Если применить вал В2-4, примерно подходящий по величине передаваемого им крутящего момента, то после вала необходимо ввести промежуточные передачи с передаточным отношением

$$i''_{n.n} = \sqrt{\frac{\xi^2 - \sum \xi_m^2 - \xi_2^2}{\xi_3^2 + \sum \xi_n^2}}. \quad (\text{табл. 79})$$

Величинами  $\sum \xi_m^2$  и  $\sum \xi_n^2$  можно при предварительном расчете пренебречь, так как они во много раз меньше квадрата допустимой ошибки и тем более квадрата ошибки, вводимой гибким валом.

$$\xi = 2^\circ; \xi_2 = 0,5^\circ \text{ (цена деления } 1^\circ);$$

$$\xi_3 = \psi_y L M_p = 35 \cdot 8,5 \cdot 4 = 1190^\circ; \quad i''_{n.n} = \frac{1}{615}.$$

Привод получится слишком громоздким, сложным и дорогим.

Если применить в приводе вал В2-6,5 ( $\xi_3 = 2,2 \cdot 8,5 \cdot 4 = 74,7$ ), то

$$i''_{n.n} = \frac{1}{38,7}.$$

После гибкого вала можно установить червячную передачу с передаточным отношением  $i''_{n.n} = \frac{1}{40}$ , однако до гибкого вала устанавливать червячную передачу  $i'_{n.n} = 40$  нельзя, так как она получится самотормозящей. В этом случае удобно установить двухступенчатую цилиндрическую передачу

$$i'_{n.n} = 40 = i'_1 \cdot i'_2 = 5 \cdot 8.$$

Рукоятку управления можно связать с промежуточным валом, а стрелку-указатель — с тихоходным валом передачи. В этом варианте будет резко уменьшено усилие, необходимое для настройки, и одновременно соблюдена синхронность вращения управляемого объекта и стрелки-указателя. Меняя величины частных передаточных отношений  $i'_1$  и  $i'_2$ , можно добиться наиболее подходящих величин усилия и времени настройки.

Если установить в приводе вал В2-8,3, то  $i''_{п.п} = \frac{1}{12,3}$ . Следовательно, можно обойтись введением в цепь привода одноступенчатых цилиндрических промежуточных передач.

Выбор того или иного варианта определится соображениями веса привода, его стоимости, условий работы, а также возможностями изготовления тех или иных типов промежуточных передач.

### Выбор брони

Выбор брони существенно влияет на работу привода управления. В пределах изгибов, допускаемых минимальными радиусами, всегда желательно применять наиболее жесткую броню, уменьшающую угол закручивания и повышающую устойчивость привода против петлеобразования. Броню следует закреплять в возможно большем числе точек, особенно при значительной длине привода. При стационарном расположении привода вместо брони можно применять гладкие трубы. В этом случае величины допускаемых моментов для валов приводов невысокой точности могут быть увеличены на 50—100% по сравнению с приведенными в табл. 63.

При благоприятных условиях короткие валы приводов управления могут эксплуатироваться без брони.

Зазор между валом и броней оказывает непосредственное влияние на точность привода. Следует стремиться к минимальным зазорам порядка  $(0,1—0,2) D$ , где  $D$  — диаметр вала. Для приводов с поступательным рабочим движением вала желателен зазор не более  $0,1D$ .

Броню выбирают из номенклатуры, приведенной в гл. II. Там же приведены рекомендации по выбору брони с учетом внешней среды.

Данные для выбора конструкций наконечников вала и арматуры брони, а также некоторые типичные конструкции приводов управления, которыми можно руководствоваться, приведены в гл. II и III.

Расчет и конструирование промежуточных передач производится в соответствии с п. 2 и общими положениями, касающимися расчета соответствующих типов передач.

Конструирование узлов присоединения привода к узлу управления и управляемому агрегату производится на основании положений гл. III и приведенных там же примеров.

## ОСНОВЫ ТЕОРИИ РАСЧЕТА ГИБКИХ ВАЛОВ [9] и [4]

Приведенные ниже теоретические основы расчета гибких проволочных валов на кручение и изгиб [9], [4], основаны на предположении, что соблюдаются следующие условия:

1) в ненагруженном состоянии все слои вала плотно прилегают один к другому, но давления между слоями незначительны;

2) между соседними витками каждого слоя или, по крайней мере, наружного слоя вала промежутков нет, но и давления между витками одного и того же слоя отсутствуют;

3) в результате навивки вала или последующих технологических операций пружины, составляющие слои вала, не находятся в состоянии растяжения вдоль его оси;

4) пружины, составляющие слои вала, имеют малый шаг, т. е. при выводе расчетных формул синусы или тангенсы углов подъема пружин можно считать пренебрежимо малыми по сравнению с единицей.

Указанные условия лучше всего соблюдаются для «нераскручивающихся» валов. При способе навивки, принятом на отечественных заводах, эти условия соблюдаются также весьма удовлетворительно, если только валы после навивки подвергаются достаточно длительному отпуску. В остальных случаях имеют место более значительные отклонения.

При записи расчетных формул приняты следующие обозначения: внутренний слой вала считается первым, а наружный — последним, или  $m - m$ , где  $m$  — число слоев вала;  $D$  — средний диаметр слоя  $i$  ( $i = 1, 2, \dots, m$ );  $R_i$  — средний радиус слоя  $i$ ;  $d_i$  — диаметр проволок, образующих слой  $i$ ;  $n_i$  — число проволок в слое  $i$ ;  $C_i = \frac{D_i}{d_i}$  — индекс пружин, образующих слой  $i$ .

## Растяжение гибкого вала

Растянутый гибкий вал рассматривается как система независимо работающих параллельно включенных пружин, образующих все слои вала,

$$P = \frac{\lambda G}{8L} \sum_{i=1}^m \frac{(d_i n_i)^2}{C_i^3}, \quad (6)$$

где  $P$  — сила, растягивающая гибкий вал;  $G$  — модуль сдвига;  $\lambda$  — удлинение вала;  $L$  — длина вала.

Удлинение гибкого вала определяется по формуле

$$\lambda = \frac{PL}{A}, \quad (7)$$

где  $A$  — жесткость растяжения гибкого вала

$$A = \frac{G}{8} \sum_{i=1}^m \frac{(d_i n_i)^2}{C_i^2}. \quad (7a)$$

Наибольшие касательные напряжения в поперечных сечениях витков слоя  $i$  вычисляются по формуле

$$\tau_i = \frac{PGn_i}{\pi AC_i^2} \left( 1 + \frac{5}{4C_i} + \frac{7}{8C_i^2} \right). \quad (8)$$

Расчеты показали значительную неравномерность величин напряжений по слоям валов. Для валов В1, например, напряжения во внутреннем слое превосходят напряжения в наружном слое в среднем в 5—10 раз, что объясняется малыми индексами навивки внутренних слоев по сравнению с наружными (меньше в 2—3 раза, а иногда и более).

При величинах наибольших допускаемых осевых нагрузок, рекомендуемых ТУ (см. табл. 53, 54), каталогами и справочниками [2], [5], [7], [8], внутренние слои валов пластически деформируются, что указывает на необоснованное завышение величин этих нагрузок.

### Изгиб гибкого вала

Предполагается, что образующая наружного слоя вала, расположенная в плоскости изгиба со стороны вогнутости, в процессе деформации вала не изменяется по длине и, следовательно, длина геометрической оси вала при изгибе увеличивается. Изгиб вала длиной  $L$  производится двумя противоположными парами сил, момент которых равен  $M_u$ .

Зависимость между кривизной геометрической оси вала и изгибающим моментом выражается формулой

$$\frac{1}{\rho_0} = \frac{M_u}{B}, \quad (9)$$

где  $\rho_0$  — радиус кривизны геометрической оси вала;  
 $B$  — жесткость изгиба вала при коэффициенте Пуассона, равном 0,3;

$$B = \frac{GD_m^2}{32} \sum_{i=1}^m \frac{(d_i n_i)^2}{C_i^2} \left[ 1 + 1,13 \left( \frac{D_i}{D_m} \right)^2 \right]. \quad (10)$$

Величина, находящаяся под знаком  $\Sigma$ , является мериллом влияния слоя  $i$  гибкого вала на его жесткость при изгибе. Расчеты показывают, что влияние внутреннего слоя вала на жесткость изгиба вала значительно больше влияния остальных слоев. Оно составляет, как правило, 30—50% от влияния всех остальных слоев вместе взятых на жесткость изгиба вала. Для большинства существующих конструкций валов наибольшее влияние на жесткость изгиба оказывает внутренний слой. Это объясняется в основном тем, что в существующих конструкциях пружины, образующие внутренний слой вала, имеют слишком малый индекс.

Касательные напряжения в опасных поперечных сечениях витков слоя  $i$ , расположенных со стороны вогнутости гибкого вала в плоскости изгибающего момента, равны

$$\tau_i = \frac{GD_m}{2\pi\rho_0} \cdot \frac{n_i}{C_i} \left[ 1 + 1,13 \frac{D_i}{D_m} + \left( 1,25 + 0,75 \frac{D_i}{D_m} \right) \frac{1}{C_i} + \right. \\ \left. + \left( 0,875 + 0,39 \frac{D_i}{D_m} \right) \frac{1}{C_i^2} \right]. \quad (11)$$

Наибольшие напряжения возникают в проволоках внутреннего слоя. Как и в случае растяжения, возникновение больших напряжений во внутреннем слое объясняется тем, что пружины, образующие внутренний слой, имеют слишком малый индекс навивки. Отношения наибольших напряжений во внутреннем слое к наибольшим напряжениям в наружном слое для валов В1 равно в среднем 4—6 (как это видно из формулы (11), величина отношения не зависит от величины радиуса кривизны  $\rho_0$ ). При минимальных эксплуатационных радиусах кривизны в проволоках внутренних слоев возникают весьма значительные напряжения, опасность от которых увеличивается тем, что при вращении вала они изменяются по симметричному циклу, вызывая усталостное разрушение проволок.



### Изгиб предварительно закрученного и растянутого гибкого вала

Расчетные формулы получены без учета смятия проволок от сил нажатия одной на другую, возникающих при закручивании вала.

Зависимость между кривизной и изгибающим моментом предварительно закрученного и растянутого вала выражается формулой

$$M_u = \frac{B_1}{\varrho_0}, \quad (12)$$

где  $B_1$  — жесткость изгиба предварительно закрученного и растянутого гибкого вала;

$$B_1 = B + \frac{1}{2} \varrho_0 D_m \left( \frac{A}{2\pi} d_m n_m \psi - P \right), \quad (13)$$

где  $\psi$  — погонный угол закручивания вала, выраженный в радианах, поделенных на длину вала;  $B$  — см. формулу (10);  $A$  — см. формулу (7а).

Таким образом, жесткость изгиба предварительно закрученного вала больше жесткости изгиба незакрученного вала. Жесткость изгиба вала зависит от погонного угла закручивания  $\psi$  и растягивающей силы  $P$ .

### Кручение гибкого вала

Задача о кручении гибкого вала с произвольным числом слоев рассматривается как обобщение более частной задачи о кручении вала, состоящего из двух слоев ( $i$  и  $i+1$ ) с противоположным направлением навивки. В начальный момент контактные силы между проволоками слоев равны нулю. По мере увеличения крутящего момента, приложенного к концам такого вала, растут и величины контактных сил между проволоками взаимодействующих слоев.

Погонный угол  $\psi$  закручивания гибкого вала с произвольным числом контактных пар слоев

$$\psi = \frac{M_k}{E \sum_{i=1,3,\dots,m-1} \alpha_{i,i+1}} + \sqrt[3]{\left( \frac{M_k}{\sum_{i=1,3,\dots,m-1} \beta_{i,i+1}} \right)^2}, \quad (14)$$

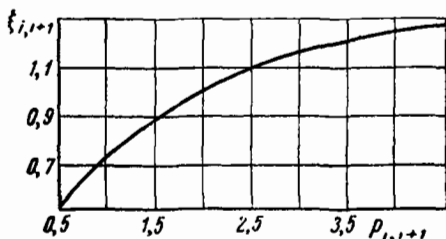
где  $\alpha_{i, i+1}$ ,  $\beta_{i, i+1}$  — параметры, зависящие только от конструкции и размеров вала:

$$\alpha_{i, i+1} = \frac{1}{16} \frac{(D_i d_i n_i + D_{i+1} d_{i+1} n_{i+1})^2}{C_i (1 + \theta_i^2 + 0,1 C_i^2 \theta_i^4) + C_{i+1} (1 + \theta_{i+1}^2 + 0,1 C_{i+1}^2 \theta_{i+1}^4)};$$

$$\beta_{i, i+1} = \frac{1}{32 \xi_{i, i+1}} (D_i d_i n_i + D_{i+1} d_{i+1} n_{i+1})^2 \times$$

$$\times \sqrt{\frac{D_i d_i n_i + D_{i+1} d_{i+1} n_{i+1}}{32 \xi_{i, i+1} \theta_i \theta_{i+1} (d_i + d_{i+1})}}. \quad (15)$$

Для валов В1 ориентировочно можно принимать  $\xi_{i, i+1} = 0,85$ . Однако более правильно в каждом отдельном



Фиг. 69. График зависимости коэффициента  $\xi_{i, i+1}$  от параметра  $P_{i, i+1}$ .

случае определять  $\xi_{i, i+1}$  по графику, приведенному на фиг. 69 и по формуле

$$P_{i, i+1} = \frac{d_i n_i + d_{i+1} n_{i+1}}{D_{i, i+1}},$$

где  $D_{i, i+1} = D_1 + d_i = D_{i+1} - d_{i+1}$ .

$$\left. \begin{aligned} \theta_i &= \frac{\pi d_{i+1}}{d_i n_i + d_{i+1} n_{i+1}}; \\ \theta_{i+1} &= \frac{\pi d_i}{d_i n_i + d_{i+1} n_{i+1}}. \end{aligned} \right\} \quad (16)$$

Изменения полярных углов, соответствующие переходу от одной точки контакта к другой ближайшей точке контакта для проволок внутреннего и наружного слоев контактной пары, соответственно равны  $2\theta_i$  и  $2\theta_{i+1}$ .

Погонный угол закручивания  $\psi$  по данному крутящему моменту  $M_k$  вычисляется в следующей последовательности: для каждой контактной пары слоев определяются

углы  $\theta_i, \theta_{i+1}$  (16), затем — коэффициенты  $\alpha_{i, i+1}, \beta_{i, i+1}$  (15) и после этого — погонный угол закручивания  $\psi$  (14).

Напряжения в гибких проволочных валах от закручивающих моментов незначительны и в большинстве случаев ими можно пренебречь. Формулы для определения наибольших напряжений в проволоках слоев имеют вид:

$$\sigma_i = \frac{32M_{i, i+1}}{3\pi \left( \frac{D_i n_i}{\theta_i} + \frac{D_{i+1} n_{i+1}}{\theta_{i+1}} \right) d_i^2} \left[ C_i \theta_i + \frac{3}{4\theta_i} - \frac{\theta_i}{4} \right]; \quad (17)$$

$$\sigma_{i+1} = \frac{32M_{i, i+1}}{3\pi \left( \frac{D_i n_i}{\theta_i} + \frac{D_{i+1} n_{i+1}}{\theta_{i+1}} \right) d_{i+1}^2} \left[ C_{i+1} \theta_{i+1} + \frac{3}{4\theta_{i+1}} - \frac{\theta_{i+1}}{4} \right].$$

Моменты  $M_{i, i+1}$  ( $i = 1, 3, \dots, m - 1$ ), входящие в правые части формул (17), приближенно вычисляются по заданному или предварительно найденному погонному углу закручивания вала  $\psi$ , по формуле (17а)

$$M_{i, i+1} = \psi E \alpha_{i, i+1} - E \alpha_{i, i+1} \sqrt[3]{\left( \frac{M_{i, i+1}}{E \beta_{i, i+1}} \right)^2}. \quad (17a)$$

Напряжения в слоях вала В1-10, вычисленные по формулам (17), при предельном допусаемом моменте  $M_k = 90 \text{ кгмм}$  [7] равны  $\sigma_1 = 1,3 \text{ кг/мм}^2$ ;  $\sigma_2 = 1,7 \text{ кг/мм}^2$ ;  $\sigma_3 = -5,0 \text{ кг/мм}^2$ ;  $\sigma_4 = 4,1 \text{ кг/мм}^2$ .

Контактные силы возникают между проволоками слоев в точках их контакта в результате приложения крутящего момента к валу. Однако контактные силы могут возникнуть также между проволоками слоев ненаружного вала как следствие взаимного нажатия одной проволоки на другую в результате их натяжения при навивке. Таким образом, при постепенном приложении крутящего момента к валу контактные силы возрастают не от нуля, а от некоторого значения, обусловленного условиями навивки и дальнейшими операциями технологического процесса.

Если учесть влияние предварительных контактных сил на величину контактной деформации [4] и принять ряд допущений, то формуле погонного угла закручивания вала можно придать вид

$$\psi = \frac{M_k}{E \sum_{i=1,3,\dots,m-1} \alpha_{i, i+1}} + \frac{1}{\sqrt[3]{E^2}} \times$$

$$\times \sum_{i=1,3,\dots,m-1} \left[ \frac{(M_{i, i+1} + M_{н. п. i+1})^{\frac{2}{3}} - M_{н. п. i+1}^{\frac{2}{3}}}{\beta_{i, i+1}^{\frac{2}{3}}} \right], \quad (18)$$

$M_{н. п. i+1}$  — момент натяжения проволок при навивке внешнего слоя контактной пары

$$M_{н. п. i+1} = P_{i+1} n_{i+1} R_{i+1},$$

где  $P_{i+1}$  — натяжение проволоки.

### Устойчивость гибкого вала [9], [4]

1. Валы с большей жесткостью изгиба теряют устойчивую прямолинейную форму равновесия при больших нагрузках, нежели валы с меньшей жесткостью изгиба.

2. Вид и последовательность изменения формы геометрической оси при увеличении крутящего момента одинаковы для всех валов. За прямолинейной формой оси следует спиральная пространственная форма.

3. Число витков спирали, образуемой валом, увеличивается по мере увеличения нагрузки; одновременно с этим геометрические параметры витков становятся более однородными.

4. При одинаковой нагрузке вала число витков спирали тем больше, чем меньше жесткость изгиба вала и чем больше конструктивный угол подъема витков в проволочных слоях вала.

5. Чем больше плотность навивки, тем большая нагрузка (при прочих равных условиях) требуется для выведения вала из состояния устойчивости.

6. Потеря устойчивости сопровождается, как правило, увеличением погонного угла закручивания вала  $\psi$ , снижением к. п. д. и срока службы передачи. В ряде случаев

потеря устойчивости лимитирует нагрузочную способность передачи.

7. Нагрузочная способность передачи может быть увеличена путем предотвращения петлеобразного изгиба ее из-за потери устойчивости при помощи увеличения веса и жесткости изгиба брони, а также закрепления ее в нескольких точках.

### Частота собственных крутильных колебаний вала приборного привода [4]

Приведенная ниже формула для определения частоты собственных колебаний вала прибора получена при следующих допущениях:

1) силы трения между валом и броней пренебрежимо малы;

2) характеристика крутильной жесткости вала близка к прямолинейной;

3) во время колебания переход через нулевое положение во всех сечениях вала происходит одновременно.

$$f = \frac{1}{2\pi \sqrt{\left(i + \frac{J}{3}\right) \psi_y L}}, \quad (19)$$

где  $f$  — частота собственных колебаний вала с магнитом;  $J$  — момент инерции массы вала в  $\text{кгсм}^2$ ;  $i$  — момент инерции массы магнита в  $\text{кгсм}^2$ ;  $\psi_y$  — погонный угол закручивания в  $\frac{\text{рад}}{1\text{м} \cdot 1\text{кгсм}}$ ;  $L$  — длина вала в м.

Скорости автомобиля, соответствующие опытным частотам собственных колебаний валов, указывают на возможность резонанса на эксплуатационных скоростях движения.

### Внутренний износ гибкого вала [4]

Внутренний износ гибкого вала проявляется в снижении его крутильной жесткости вследствие износа проволок слоев в точках их соприкосновения.

При изгибе геометрической оси вала по радиусу  $\rho$  появляется разность между шагами витков на внешней и внутренней стороне изогнутого вала и, как следствие

этого, относительные повороты проволок при переходе от внутренней стороны изгиба к наружной

$$\lambda = \operatorname{arctg} \frac{h_1(\varrho + R_1)}{2\pi R_1 \varrho} - \operatorname{arctg} \frac{h_1(\varrho - R_1)}{2\pi R_1 \varrho} + \\ + \operatorname{arctg} \frac{h_2(\varrho + R_2)}{2\pi R_2 \varrho} - \operatorname{arctg} \frac{h_2(\varrho - R_2)}{2\pi R_2 \varrho}, \quad (20)$$

где  $\lambda$  — угол относительного поворота проволок при переходе от внутренней стороны изгиба к наружной;  $h_1$  и  $h_2$  — шаг витка внешнего и внутреннего слоев контактной пары вала с прямолинейной осью.

По расчету углы  $\lambda$  получаются в пределах от  $0^\circ 20'$  до  $1^\circ$ . Эти угловые смещения являются причиной износа проволок в точках контакта, вызывающего появление межслойных зазоров.

Примерный расчет показывает, что для приборных валов межслойные зазоры порядка  $0,001$  мм вызывают появление углов закручивания, выражающихся десятками градусов.

Представление о внутреннем износе вала можно получить на основе испытаний, по результатам которых строится ряд кривых

$$\varphi^\circ = f(M_k),$$

где  $\varphi^\circ$  — угол закручивания вала;  $M_k$  — крутящий момент.

Каждая из кривых строится по истечении определенного числа циклов (оборотов) обкатки вала. Вторичной обработкой кривых можно получить зависимость

$$\varphi_n^\circ = \Phi(N_u), \quad (5)$$

где  $N_u$  — число циклов обкатки вала.

Зависимость (5) строится при фиксированном значении крутящего момента  $M_k$ , соответствующем эксплуатационному крутящему моменту. Она характеризует процесс внутреннего износа вала.

Коэффициентом относительной износостойкости (внутренней) двух валов  $K^{I-II}$  может служить величина,

обратная отношению разностей между углами закручивания этих валов после и до обкатки

$$K^{I-II} = \frac{\varphi_0^{II} - \varphi_0^I}{\varphi^I - \varphi_0^I}, \quad (22)$$

где  $\varphi_0^I, \varphi_0^{II}$  — углы закручивания первого и второго валов до обкатки;  $\varphi^I, \varphi^{II}$  — углы закручивания первого и второго валов после обкатки.

Особо оговаривается число циклов обкатки и величина крутящего момента, при котором производится замер угла закручивания.

### Внешний износ гибкого вала [4]

Сущность внешнего износа гибкого вала заключается в истирании проволок внешнего слоя в результате их трения о броню

$$T = \frac{V}{A} = \frac{\frac{\pi^2}{8} D_m d_m L}{M_k \left( \frac{1}{\eta} - 1 \right) \frac{\pi n}{30}}, \quad (23)$$

где  $T$  — характеристика относительной износостойкости однородно изогнутого участка вала;  $V$  — количество материала, подлежащего истиранию до полного условного износа (износа проволок наполовину) однородно изогнутого участка, в  $мм^3$ ;  $A$  — работа сил трения на поверхности износа однородно изогнутого участка в единицу времени в  $кГмм/сек$ ;  $\eta$  — к. п. д. однородно изогнутого участка вала;  $L$  — длина однородно изогнутого участка вала в  $мм$ .

Сравнительную ориентировочную оценку относительной износостойкости двух валов на участках, изогнутых по минимальным радиусам кривизны, можно получить по формуле

$$K_{n,1} = \frac{T_n}{T_1} = \frac{D_n d_n}{D_1 d_1} \frac{\left( \frac{1}{\eta_1} - 1 \right)}{\left( \frac{1}{\eta_n} - 1 \right)}, \quad (24)$$

где  $K_{n,1}$  — расчетный коэффициент относительной износостойкости или долговечности по износу  $n$ -го вала по отношению к износу первого вала;  $n$  и  $1$  — индексы, относящиеся к сравниваемым валам.

Исходным или основным удобно считать вал, средняя долговечность которого в часах при данных условиях работы известна. Это дает возможность произвести также приблизительную оценку долговечности другого вала в часах. Условия (смазка, скорость вращения, длина изогнутого участка вала и т. п.), при которых определяются величины  $\eta_1$  и  $\eta_n$ , должны быть одинаковыми. В противном случае нужно произвести необходимые перерасчеты, но тогда точность оценки еще более снижается, или оценка вообще становится невозможной.

### ТОЧНОСТЬ ПРИВОДА УПРАВЛЕНИЯ С ГИБКИМ ВАЛОМ [1], [4]

Вследствие малой крутильной жесткости гибкий вал вводит в привод весьма значительную систематическую первичную ошибку<sup>1</sup>. Сумма систематической и предельной<sup>2</sup> ошибок должна быть меньше заданной величины, зависящей от необходимой точности регулирования управляемого объекта.

Предельная ошибка положения может быть уменьшена введением промежуточных передач в привод, т. е. путем уменьшения крутящего момента, нагружающего вал, а также путем уменьшения угла закручивания вала, т. е. увеличения его крутильной жесткости в диапазоне рабочих нагрузок. Расчеты, произведенные по формуле (18), показывают, что путем навивки проволоки под натяжением угол закручивания вала при рабочих нагрузках может быть уменьшен на 15—50%.

Если натяжение проволоки при навивке таково, что контактные силы в точках соприкосновения слоев в ненагруженном валу будут близки к нулю, то характеристика крутильной жесткости<sup>3</sup> будет иметь типичный характер


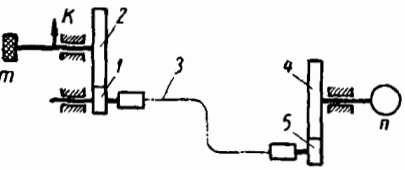
<sup>1</sup> Первичными ошибками механизма, которому принадлежит данное звено, называются отклонения расположений в звене элементов кинематических пар от идеальных положений.

<sup>2</sup> Ошибкой положения ведомого звена называется разница положений ведомых звеньев действительного и идеального механизмов, происшедшая от неточности механизма и положений ведущих звеньев. Предельной ошибкой положения ведомого звена называется максимальное возможное отклонение ошибки положения ведомого звена от ее среднего значения.

<sup>3</sup> Следует учитывать, что всюду речь идет о характеристиках крутильной жесткости в пределах эксплуатационных крутящих моментов, передаваемых валами.



79. Формулы для определения предельной ошибки положения управляемого элемента привода и передаточных отношений промежуточных передач

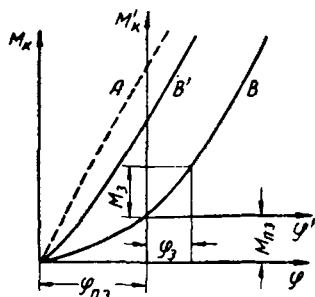
Схема привода	Расчетные формулы
	$\xi = \sqrt{\xi_3^2 + \xi_2^2}$
	$\xi = \sqrt{\xi_5^2 + i_{5-4}^2 (\xi_3^2 + \xi_1^2) + \xi_2^2}$ <p>или, пренебрегая <math>i_{5-4}^2 \cdot \xi_1^2</math>, получим</p> $\xi = \sqrt{\xi_5^2 (i_{5-4} \xi_3)^2 + \xi_2^2}$ $i_{5-4} = \sqrt{\frac{\xi_2^2 - \xi_5^2 - \xi_1^2}{\xi_3^2 + \xi_1^2}}$
<p>Схема привода с многоступенчатыми промежуточными передачами</p>	$i_n = \sqrt{\frac{\xi_2^2 - \sum \xi_m^2 - \xi_2^2}{\xi_3^2 + \sum \xi_n^2}}$

Примечания: 1. Обозначения:  $m$  — управляющий элемент схемы;  $n$  — управляемый элемент схемы;  $3$  — гибкий вал;  $k$  — стрелка; 1, 2, 4, 5 — зубчатые колеса;  $\xi$  — предельная ошибка управляемого элемента  $n$  в град.;  $\xi_3$  — предельная ошибка положения, вызываемая закручиванием гибкого вала ( $\xi_3 = \psi L \frac{180^\circ}{\pi}$  при использовании расчетных данных по углу закручивания и  $\xi_3 = \psi_y L M_k$  при использовании опытных данных, приведенных табл. 63);  $\xi_2$  — предельная ошибка положения управляющего элемента  $m$  ( $\xi_2 = \frac{A^\circ}{2}$ , где  $A^\circ$  — цена деления шкалы

управляющего элемента; при наличии нониуса  $\xi_2 = \frac{A^\circ}{n+1}$ , где  $n$  — число делений на шкале нониуса);  $\xi_1, \xi_3$  — предельные ошибки зубчатых зацеплений 2—1 и 5—4 соответственно;  $i_{5-4}$  — передаточное отношение зубчатого зацепления 5—4;  $i_n$  — общее передаточное отношение передач механизма деления ошибки (передач, введенных после гибкого вала);  $\sum \xi_m^2$  — сумма квадратов первичных ошибок механизма деления ошибки (передач, введенных после гибкого вала);  $\sum \xi_n^2$  — сумма квадратов первичных ошибок передач, введенных до гибкого вала.

2. Характерные случаи введения промежуточных передач приведены на эскизах табл. 74 и 75.

кривой контактных деформаций (кривая  $B$  на фиг. 70) при контактной силе, возрастающей от нулевого (или близкого к нулевому) значения ее. Разность абсцисс между кривыми  $B$  и  $A$  представляет собой дополнительный угол закручивания вала в результате контактных деформаций в точках соприкосновения слоев. Кривая  $B$  выражается уравнением (14). Кривая (вернее прямая)  $A$  выражается первым членом уравнения (14) и соответствует характеристике крутильной жесткости вала без учета деформаций в местах контакта слоев. Вид линий, приближающихся к кривой  $B$ , должны иметь характеристики крутильной жесткости валов, прошедших термическую обработку при достаточно высокой температуре нагрева и длительной выдержке.



Фиг. 70. Кривые крутильной жесткости.

$A$  — при отсутствии сближения слоев;  $B$  — при наличии сближения слоев и нулевом значении предварительных контактных сил;  $B'$  — при наличии предварительных контактных сил;  $M_{п.з}$  — момент предварительной затяжки (закрутки);  $\varphi_{п.з}$  — угол предварительной закрутки вала, соответствующей моменту  $M_{п.з}$ ;  $M_з$  — момент, закручивающий предварительно закрученный вал;  $\varphi_з$  — угол закручивания предварительно закрученного вала, соответствующий моменту  $M_з$ .

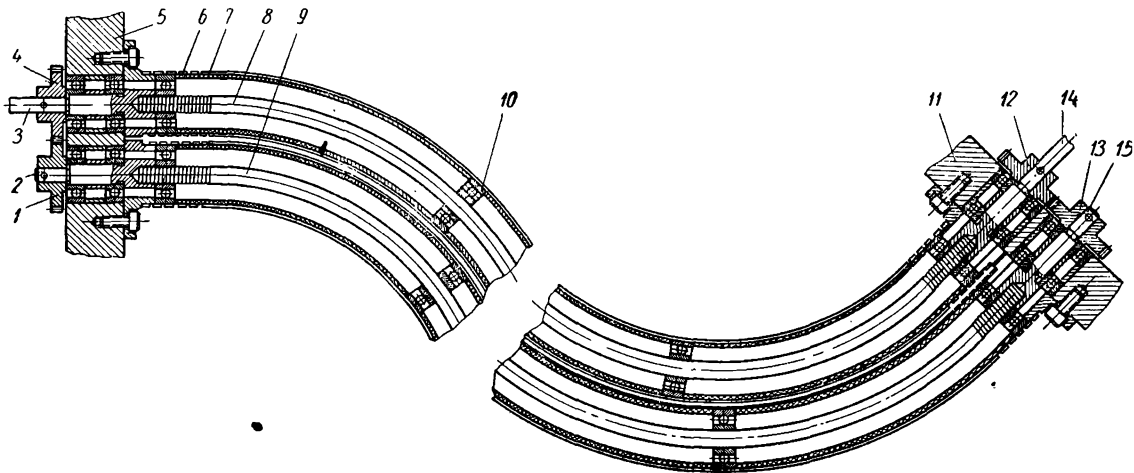
При навивке валов со значительным натяжением проволок в начальный момент нагружения вала уже имеются контактные деформации, являющиеся результатом действия контактных сил, вызванных натяжением проволок при

навивке. Вид кривой остается тем же, однако смещается начало координат (см. оси координат  $M'_k$ ;  $\varphi'$  на фиг. 70). Смещение начала координат по кривой  $B$  зависит от величины предварительных контактных сил, т. е. от величины натяжения проволок при навивке. Совместив координатные оси  $M'_k$ ;  $\varphi'$  с осями  $M_k$ ;  $\varphi$ , получим характеристику крутильной жесткости для этого случая (кривая  $B'$  на фиг. 70). Повышение натяжения проволок при навивке вала увеличивает его крутильную жесткость и приближает характеристику крутильной жесткости к прямой.

Навивка валов с заданным натяжением проволок представляет значительные трудности. Однако предварительное взаимное нажатие проволок одного слоя на проволоки другого, ведущее к увеличению крутильной жесткости гибкого вала, может быть получено путем предварительного закручивания вала на определенный угол, соответствующий моменту предварительной затяжки  $M_{n,з}$  (фиг. 70). Действие этого момента (в пересчете на частные моменты, действующие в контактных парах слоев вала) аналогично действию моментов  $M_{n, n, i+1}$  (см. формулу [18]). Таким образом, здесь по аналогии с валом, навитым с заданным натяжением проволок, смещается начало координат и соответственно уменьшается угол закручивания вала под воздействием момента рабочей нагрузки. Это явление аналогично увеличению жесткости подшипников качения при сборке их с предварительным натягом.

На фиг. 71 показана конструкция привода управления при помощи предварительно закрученного вала. Помимо основного гибкого вала 8 в конструкцию введен точно такой же дополнительный гибкий вал 9, образующий с основным валом замкнутый контур (наконечник 3 — гибкий вал 8 — наконечник 14 — зубчатое колесо 12 — зубчатое колесо 13 — наконечник 15 — гибкий вал 9 — наконечник 2 — зубчатое колесо 1 — зубчатое колесо 4 — наконечник 3). Закрепив зубчатое колесо 1, предварительно разъединенное с колесом 4, закручивают контур до получения момента  $M_{n,з}$  и затем замыкают его. Тогда закручивание вала будет проходить по кривой контактных деформаций в системе координат  $M'_k ; \varphi^1$ . В этом случае при нагружении вала, например моментом  $M_з$ , равным  $M_{n,з}$ , угол закручивания  $\varphi_з$  будет в 2 с лишним раза меньше угла закручивания  $\varphi_{n,з}$  обычного вала при закручивании его моментом такой же величины (фиг. 70). В контуре применены два вала с одинаковым направлением навивки внешнего слоя. Дополнительный вал не нагружается моментом рабочей нагрузки. Для уменьшения сопротивления вал установлен в броне 6 на опорах качения (подшипниках 10), расстояние между которыми фиксируется при помощи дистанционных трубок или отрезков брони 7.

Этот метод является надежным методом увеличения точности привода управления, но привод при этом значительно усложняется.



Фиг. 71. Конструкция привода управления с предварительно закрученным гибким валом:  
 1, 4, 12, 13 — зубчатые колеса; 2, 3, 14, 15 — наконечники; 5 — неподвижный корпус; 6 — броня; 7 — дистанционные трубки или отрезки брони; 8 и 9 — гибкие валы; 10 — подшипники; 11 — подвижной корпус управляемого объекта.

**РЕКОМЕНДАЦИИ ПО КОНСТРУИРОВАНИЮ ГИБКИХ ВАЛОВ [4]**

Конструкция вала определяется его диаметром, числом слоев, количеством и диаметром проволок в каждом слое, наличием или отсутствием сердечника и направлением навивки внешнего слоя.

Степень разработки теории расчета гибких валов не дает возможности выполнить проектировочный расчет вала и лишь в ограниченной степени позволяет выполнить проверочный расчет некоторых его параметров. Тем не менее из разработанных основ теории расчета гибких валов вытекает ряд научно обоснованных рекомендаций по конструированию валов, используемых в практике проектирования.

Новое конструктивное решение часто может быть найдено путем подбора вала из числа имеющихся, данные которого наиболее полно удовлетворяют предъявляемым требованиям. Внося на основе теоретических предпосылок и данных опыта изменения в конструкцию и технологию изготовления этого вала, можно получить комплекс качеств, удовлетворяющих предъявляемым требованиям.

Основными требованиями, предъявляемыми к валам приводов управления, являются максимальная крутильная жесткость, примерно одинаковая крутильная жесткость при работе вала в обе стороны и минимальное внутреннее трение (эластичность). Одновременное сочетание всех этих качеств практически трудно достижимо.

Для увеличения крутильной жесткости и повышения ее стабильности необходимо увеличивать количество слоев и проволок в слоях (особенно внешних), навивать валы под заданным натяжением проволок, выбирать проволоку более высокого качества, не допускать разбивку слоев.

Одновременно за счет уменьшения диаметра проволок снижается изгибная жесткость вала. Однако уменьшение диаметров проволок, увеличение их количества и улучшение качества ведет к существенному удорожанию вала, что должно также учитываться при конструировании. Диаметры проволок в слоях следует уменьшать до целесообразного предела.

При конструировании реверсивных валов приводов управления следует учитывать, что крутильная жесткость отдельных слоев незначительна и при расчете на круче-

ние ею пренебрегают. Поэтому для равной жесткости вала в обе стороны необходимо иметь равное число контактных пар при нагружении в одну и другую сторону. Реверсивный вал в противоположность нереверсивному должен обязательно содержать нечетное число слоев. Так как вследствие ее геометрических параметров наружная контактная пара является основной грузонесущей парой, то необходимо усилить нагрузочную способность пары, состоящей из второго и третьего слоев, за счет некоторого ослабления пары, состоящей из первого и второго слоев. Но второй слой входит в обе контактные пары, поэтому ослабление может быть произведено только за счет первого слоя.

Ослабление крутильной жесткости первой пары за счет уменьшения числа проволок наружного слоя оправдывается также тем, что в этом случае выравнивание крутильной жесткости сопровождается минимальным увеличением изгибной жесткости.

Достаточная эластичность вала достигается применением проволок малого диаметра, принудительной разрядкой слоев при навивке и термообработкой. Разрядка слоев ведет к существенному снижению крутильной жесткости. Поэтому наметился переход к термически необработанным валам, эластичность которых достигается путем рихтовки (разминки) на специальных устройствах (см. вал В2Л-3,3-А, табл. 11).

Основным требованием, предъявляемым к валам силовых передач, является долговечность, зависящая в значительном числе случаев от износостойкости и усталостной прочности. В соответствии с этим желательно иметь конструкции валов силовых передач с малой жесткостью изгиба и большим диаметром проволок во внешнем слое. Таким образом, и в этих требованиях содержится противоречие, вызывающее необходимость поисков оптимального решения.

Уменьшение жесткости изгиба вызывает стремление к уменьшению угла подъема витков путем уменьшения числа проволок в слоях. С другой стороны, чрезмерное увеличение диаметра проволок внешнего слоя ведет к увеличению жесткости изгиба. Некоторое ослабление этого противоречия достигается иногда термической обработкой валов силовых передач, уменьшающей изгибную жест-

кость, а следовательно, увеличивающей износостойкость и усталостную прочность.

Другими средствами увеличения износостойкости являются навивка внешнего слоя из проволок прямоугольного сечения и исключение трения вала о броню путем установки его в шарикоподшипниках (см. фиг. 27).

В тех случаях, когда от валов требуется особо высокая долговечность, их следует изготавливать путем сборки из отдельно навитых спиралей. Конструкции могут при этом оставаться без изменений.

Важен также вопрос о выборе диаметров проволок всех слоев. Фактором, определяющим величины деформаций и напряжений в проволоках во время навивки, является в основном индекс навивки  $C_i$ .

$$C_i = \frac{D_i}{d_i}.$$

Если пренебречь углом подъема витков спиралей, то величину  $\epsilon_i$ , характеризующую относительное удлинение внешних растянутых волокон проволок, можно выразить формулой

$$\epsilon_i = \frac{d_i}{D_i + d_i} 100\%. \quad (25)$$

Рассмотрение многочисленных конструкций существующих валов показывает, что постоянство отношения (25) во всех слоях проволок не выдерживается.

Обычно индекс навивки пружин должен находиться в пределах 6—10 и во всяком случае быть не меньше 4—5 [15]. В противном случае влияние кривизны сильно увеличивает напряжения в проволоках и создает затруднения при навивке. Эти же значения индекса навивки с некоторыми поправками, отражающими специфику конструкций и технологии производства гибких валов, могут быть приняты при выборе диаметров проволок слоев гибкого вала.

При выборе диаметров проволок в слоях рекомендуется следующая последовательность работы.

1. Величину отношения (25) принимать первоначально одинаковой для всех слоев вала, начиная от внешнего. Для валов приводов управления и вообще валов типа В2 ее можно выбрать равной примерно 0,08, а для валов

силовых приводов (типа В1) — 0,133. Учитывая округление диаметров проволок до стандартных размеров, получим в слоях валов В2 индекс навивки 10—11, а в слоях валов В1 — 6—7.

2. В процессе расчета полученные диаметры проволок последовательно округлять до стандартных.

3. Расчеты заканчивать после получения диаметра проволоки, близкого к минимальному стандартному диаметру проволок (0,3 мм — 0,2 мм).

4. Полученные стандартные диаметры корректировать в сторону увеличения. Величина поправки зависит от технологии навивки вала. Однако не следует допускать индексы навивки внутренних слоев менее 2,5—3. Наибольший индекс навивки получается во внешнем слое, который подвергается внешнему износу и повреждениям. Он же является основным грузонесущим слоем. Примеры расчета см. [4].

Разрабатывая конструкцию вала, следует рассчитывать одновременно несколько вариантов. Окончательный выбор варианта определяется технологией навивки и результатами поверочного расчета на изгиб, кручение и износостойкость.

---



## Глава VI

# ЭКСПЛУАТАЦИЯ ПЕРЕДАЧ С ГИБКИМИ ВАЛАМИ

### ХАРАКТЕРНЫЕ ВИДЫ ИЗНОСА, ПОЛОМОК И ДЕФЕКТОВ ПЕРЕДАЧ С ГИБКИМИ ВАЛАМИ

Гибкий вал является основной деталью передачи и вместе с тем он в наибольшей мере подвержен износу и поломкам. Поломки других деталей передачи происходят сравнительно редко и представляют собой случайные явления. Износ этих деталей также мало характерен, так как срок их службы при нормальной эксплуатации, как правило, значительно превышает срок службы вала.

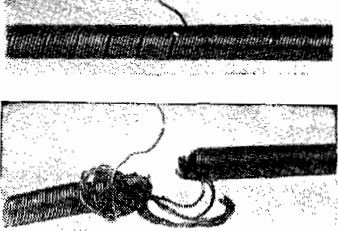
Значительная часть валов выходит из строя задолго до полного износа проволок внешнего слоя при нагрузках, значительно меньших максимально допустимых для данных валов и в десятки раз меньших допустимых статических нагрузок.


Наиболее опасным сечением является сечение вала у наконечника, где проволоки обычно бывают отожджены, поражены кислотной коррозией или повреждены при осаживании. Кроме того, здесь наблюдается концентрация напряжений из-за резкого изменения жесткости, отражения волн и вибраций, вызывающих переменные по величине и знаку напряжения. Эти напряжения тем больше, чем больше искривление (особенно первоначальное) концевых участков вала и чем менее тщательно выполнен и смонтирован наконечник. По этим причинам вал часто разрушается в сечении у наконечника из-за усталости.

Любое среднее сечение вала обычно значительно прочнее места присоединения вала к наконечнику и самого наконечника. Запас статической прочности такой, что при достаточной длине вал трудно разрушить. Фактически разрушение вала представляет собой вторичное явление. В результате значительного роста нагрузок вал теряет


## 80. Характерные виды износа, поломки и дефекты в силовых передачах

Вид износа, поломки или дефекта	Причины и возможные последствия	Методы устранения или уменьшения влияния причин возникновения дефектов
<p>Износ проволок внешнего слоя вала равномерный по длине и окружности вала. Естественный эксплуатационный износ</p>	<p>Трение вала о броню. При износе проволок более чем наполовину может произойти усталостное разрушение и разрыв проволок внешнего слоя</p>	<p>Максимально возможное увеличение радиусов изгиба изогнутых участков. Периодическая промывка и смазка передачи</p>
<p>Износ проволок внешнего слоя вала по винтовой линии, шаг которой соответствует шагу винтовой линии, образуемой осью вала при данной нагрузке</p>	<p>Трение вала о броню. Вал потерял устойчивость и приобрел вид винтовой линии, вписанной в броню. Возможные последствия износа см. п. 1</p>	<p>Этот вид износа обычно не представляет опасности и встречается лишь в случаях строгого постоянства нагрузки и геометрической оси передачи, а также других условий ее работы</p>
<p>Износ проволок внешнего слоя. Зазоры между витками прядей (наблюдается у валов В2)</p>	<p>Трение вала о броню. Перегрузки и вибрационная нагрузка. Возможные последствия износа см. п. 1</p>	<p>Снижение нагрузки. Улучшение условий работы. Тщательный уход</p>

Вид износа, поломки или дефекта	Причины и возможные последствия	Методы устранения или уменьшения влияния причин возникновения дефектов
<p>Износ проволок внешнего слоя неравномерный по окружности и обрыв проволоки</p> 	<p>Трение вала о броню в условиях потери им устойчивости или биения геометрической оси. Передача выходит из строя</p>	<p>Уменьшение нагрузки. Тщательный уход. Замена вала с первоначальным биением геометрической оси</p>
<p>Износ проволок внешнего слоя в месте постоянного изгиба вала по малому радиусу. Сильный нагрев вала в этом месте</p>	<p>Изгиб передачи по недопустимо малому радиусу для данного вала вообще, либо только при данной скорости вращения. Выход вала из строя</p>	<p>Увеличение радиуса изгиба передачи или уменьшение скорости вращения вала</p>

Вид износа, поломки или дефекта	Причины и возможные последствия	Методы устранения или уменьшения влияния причины возникновения дефектов
<p>Перегрев передачи в месте постоянного изгиба по малому радиусу и остаточная деформация вала</p> 	<p>Изгиб передачи по недопустимо малому радиусу для данного вала или только при данной скорости вращения. Выход вала и брони из строя</p>	<p>Увеличение радиуса изгиба передачи, либо уменьшение скорости вращения вала</p>
<p>Местный износ вала у наконечника</p>	<p>Дефекты монтажа наконечника при осаживании или пайке (см. табл. 81) или недостаточная жесткость брони в месте присоединения ее к арматуре из-за отсутствия или малой жесткости усилительных пружин, реже — биение геометрической оси вала на начальном участке. Выход вала из строя. Износ и выход из строя брони</p>	<p>Устранение дефектов монтажа наконечников. Установка более жестких усилительных пружин, шаблонов или труб. Замена вала</p>
<p>Местный износ вала у наконечника</p>	<p>Недостаточная жесткость брони в месте присоединения к арматуре. Жесткая установка двигателя</p>	<p>Установка усилительных пружин. Шарнирное крепление двигателя</p>

Вид износа, поломки или дефекта	Причины и возможные последствия	Методы устранения или уменьшения влияния причин возникновения дефектов
<p>Сильный местный износ вала, разрыв проволок внешнего слоя, полное разрушение вала у наконечника</p> 	<p>Дефекты монтажа наконечника при осаживании или пайке (см. табл. 81), реже — недостаточная жесткость брони в месте присоединения ее к арматуре из-за отсутствия или малой жесткости усилительных пружин. Выход вала, и реже брони, из строя</p>	<p>Устранение дефектов монтажа наконечников. Установка более жестких усилительных пружин. Замена вала</p>
<p>Провертывание вала в наконечнике</p>	<p>Дефекты крепления наконечника и толчки нагрузки. Выход вала из строя</p>	<p>Замена вала</p>

Вид износа, поломки или дефекта	Причины и возможные последствия	Методы устранения или уменьшения влияния причин возникновения дефектов
Срез наконечника	Дефекты наконечника и толчки нагрузки. Выход из строя	Замена вала или наконечника
<p>Остаточная деформация наконечника или вала (чаще у наконечника) или того и другого одновременно</p> 	Резкие толчки нагрузки и многократные перегрузки (чаще всего в момент пуска). Выход вала из строя	Введение предохранительных звеньев в силовую цепь. Пуск вхолостую. Установка пусковых устройств
Скручивание вала у наконечника (см. п. 9)	Толчки нагрузки и многократные перегрузки. Пережог проволок при отжиге концов или их повреждение при осаживании. Выход вала из строя	Введение предохранительных звеньев в силовую цепь Пуск вхолостую. Установка пусковых устройств. Замена вала
Местный нагрев брони при изгибе по эксплуатационному радиусу	Дефекты внутренней спирали брони (Б2) либо внутренней поверхности рукава (Б1). Выход привода из строя	Замена брони

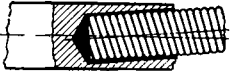
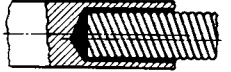


Вид износа, поломки или дефекта	Причины и возможные последствия	Методы устранения или уменьшения влияния причин возникновения дефектов
Перегрев передачи в месте постоянного изгиба по малому радиусу	Высыхание смазки	Периодическое добавление смазки (см. п. 6)
Укорочение валов типа В1	Предположительно действие сжимающих сил (особенно при толчкообразных и вибрационных нагрузках) и износ боковых поверхностей проволок. Выход наконечника из зацепления	Наращивание наконечников либо укорочение брони. Замена вала
Удлинение валов В2 и появление зазоров между втяжками пряди	Предположительно конструктивные особенности многозаходных слоев вала. Ускоренный износ вала и брони	Удаление лишних участков
Сильный шум передачи и вибрация	Начальное искривление геометрической оси вала, особенно на участках, прилегающих к наконечникам. Усиленный износ	Замена вала

Вид износа, поломки или дефекта	Причины и возможные последствия	Методы устранения или уменьшения влияния причин возникновения дефектов
Петлеобразный изгиб брони или предрасположенность к нему при эксплуатационных нагрузках	Жесткость брони недостаточна. Усиленный износ. Снижение к. п. д.	Замена брони более жесткой или закрепление брони в ряде точек
Петлеобразный изгиб брони в моменты пуска. Рывки на ведущем конце передачи	Значительные пусковые моменты или недостаточное количество закреплений брони. Обрыв вала	Пуск вхолостую или пуск при помощи муфт и других пусковых устройств. Дополнительное закрепление брони. Замена вала
Нагрев передачи по всей длине при значительных радиусах изгиба	Избыток масла. Снижение к. п. д. Разжижение смазки	Удаление избытка смазки
Износ брони (особенно Б1) в местах изгибов по малым радиусам	Недостаточная износостойкость брони Б1. Перетирание брони в местах изгибов по малым радиусам	Возможное увеличение радиуса изгиба. Учащенная смена смазки. Замена брони



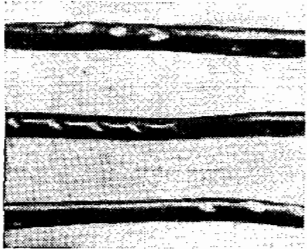
устойчивость и начинается петлеобразование, приводящее к перераспределению нагрузок между проволоками. Вследствие этого одни проволоки разрушаются, другие достаточно деформируются, что приводит к выходу вала из строя. Разборка остаточного деформированных участков валов показывает, что разрушение начинается всегда с сердечника и прилегающих к нему внутренних слоев, постепенно распространяясь на периферийные слои.

### 81. Дефекты монтажа наконечников при креплении их пайкой

Характер дефекта	Эскиз
Перекося расточки под вал	
Эксцентрисность расточки под вал	
Перекося вала, впаянного в расточку излишне большого диаметра	
Эксцентрисность наконечника и вала, впаянного в расточку излишне большого диаметра	
<p>Примечание. Первые два дефекта встречаются часто также при креплении наконечников осаживанием. Вторые два дефекта при креплении осаживанием почти не встречаются.</p> <p>Весьма распространенными дефектами являются также пережог при пайке и непропайка внутренних слоев.</p>	

В табл. 82 пп. 3 и 4 указано, что стук гибкого вала и колебания стрелки прибора, являющиеся в данном случае наиболее часто встречающимися дефектами, вызваны колебаниями величины крутящего момента, передаваемого валом, и малой крутильной жесткостью вала. Крутильная жесткость вала существенно увеличивается путем применения рихтованных валов, не подвергающихся термической обработке (приводы, обозначенные ГВН).

## 82. Характерные виды износа, поломок и дефектов автомобильных и мотоциклетных приборных передач

Виды износа, поломки или дефекта	Причины и возможные последствия	Методы устранения или уменьшения влияния причин возникновения дефектов
<p>Равномерный износ проволок внешнего слоя вала. Естественный эксплуатационный износ</p>	<p>Трение вала о броню. Выход вала из строя при разрыве проволок</p>	<p>Максимально возможное увеличение радиусов изгиба и применение наиболее целесообразной смазки</p>
<p>Внутренний износ вала, выражающийся в износе проволок в точках их контакта. Естественный эксплуатационный износ</p> 	<p>Взаимные повороты контактирующих проволок внутреннего и внешнего слоев каждой контактной пары. Появление межслойных зазоров и резкое уменьшение крутильной жесткости вала</p>	<p>Меры уменьшения дефекта: навивка валов с заданным натяжением проволок и отказ от термической обработки вала, ослабляющей контактные силы между слоями и снижающей механические качества проволок</p>

Виды износа, поломки или дефекта	Причины и возможные последствия	Методы устранения или уменьшения влияния причин возникновения дефектов
<p>Стук гибкого вала при вращении его в передаче. Колебания стрелки прибора</p>	<p>Колебания величины крутящего момента, передаваемого валом, и низкая крутильная жесткость вала (уменьшающаяся по мере нарастания межслойных зазоров из-за внутреннего износа). Ускоренный износ. Преждевременный выход из строя из-за усталости</p>	<p>Получение валов с прямолинейной осью в ненапряженном состоянии. Строгий контроль геометрической формы и размеров соединительных поверхностей и высококачественный монтаж. Увеличение крутильной жесткости вала</p>
<p>Увеличивающиеся со временем резкие колебания стрелки прибора. Особенно большие колебания стрелки на больших скоростях</p>	<p>Значительные колебания крутящего момента, передаваемого валом, и резонанс этих колебаний с собственными крутильными колебаниями вала. Невозможность чтения показаний прибора. Обрыв вала</p>	<p>Замена гибкого вала. Устранение причин колебаний момента, зависящих от арматуры</p>
<p>Обрыв вала у наконечника</p>	<p>Усталостное разрушение и износ внешнего слоя вала на участке, прилегающем к наконечнику из-за малого радиуса изгиба оси. Выход передачи из строя</p>	<p>Максимально возможное увеличение радиуса изгиба передачи. Замена вала</p>

Виды износа, поломки или дефекта	Причины и возможные последствия	Методы устранения или уменьшения влияния причин возникновения дефектов
Обрыв вала у наконечника	Усталостное разрушение из-за дефектов монтажа наконечника или арматуры. Выход передачи из строя	Замена вала или передачи в сборе
Обрыв вала у наконечника зимой	Применение несоответствующей смазки. Проникновение нигрола из коробки передач внутрь передачи с гибким валом и последующее его застывание (автомобиль «Победа»). Выход передачи или только вала из строя	Заполнение передачи соответствующей смазкой по принятой норме. Предотвращение попадания нигрола в зазор между валом и броней
Обрыв вала в месте изгиба по малому радиусу	Недопустимо малый радиус изгиба. Высыхание смазки, усиленный износ проволок внешнего слоя и усталостные напряжения в месте изгиба	Увеличение радиуса изгиба. Достаточная смазка соответствующего качества

Прилагаемый к валу приборного привода крутящий момент складывается из следующих частных моментов: а) момента, требующегося для привода прибора; б) момента трения в местах присоединения привода к прибору; в) момента трения вала о броню; г) момента, вызываемого изменением изгибной жесткости вала.

Момент, необходимый для проворачивания в броне вала с изогнутой геометрической осью, имеет постоянную и переменную составляющие.

Переменная составляющая момента является следствием изменения изгибной жесткости вала при его вращении, т. е. результатом изменения величины потенциальной энергии деформации материала вала при изменении направления изгиба.

Значительную опасность с точки зрения ухудшения условий работы привода прибора и устойчивости показаний его стрелки представляет возможность резонанса собственных крутильных колебаний вала при снижении его жесткости частотой переменной составляющей крутящего момента.

### **ПРАВИЛА ЭКСПЛУАТАЦИИ ПЕРЕДАЧ С ГИБКИМИ ВАЛАМИ**

1. Не изгибать привод по радиусу, менее допустимого для данного типа вала.

2. Стремиться к обеспечению максимально возможного радиуса изгиба оси привода.

3. Не допускать резких изгибов привода по малым радиусам на начальных участках, прилегающих к приводному и рабочему агрегатам. Усиливать броню на этих участках и ставить жесткие или полужесткие ограничители изгиба.

4. Усиливать броню в местах ожидаемых изгибов по очень малым радиусам и на значительных углах.

5. Не перемещать агрегат с гибким валом, используя для этого броню, так как она растягивается, нарушает работу привода и может полностью разрушиться. Для перемещения иметь специальный рычаг, трос или цепь.

6. Во всех возможных случаях закреплять двигатель шарнирно.

7. Проверять отсутствие заедания и затираний в полностью собранном приводе.

8. После присоединения одного конца привода проверить, свободно ли вращается вал.

9. Проверять правильность и надежность крепления концевой арматуры.

10. Содержать в чистоте гибкий вал и внутреннюю поверхность брони.

11. Перед началом работы проверять относительные линейные размеры вала и брони. Если отклонения от нормы невелики, то ликвидировать их за счет зазоров в витках брони (ленточной и проволочной).

12. Не включать привод под нагрузкой, а там, где это необходимо по условиям работы, максимально облегчать пуск и вводить в силовую цепь фрикционные предохранительные муфты.

13. В случае невозможности постоянного закрепления привода и опасности петлеобразования в момент пуска придерживать привод или временно закреплять его на период пуска.

14. Наблюдать за возможными перегрузками и не допускать их. Признаками перегрузки являются волнообразное искривление оси вала, выпучивание части вала, петлеобразование и захлестывание. При этом нагрузка должна быть уменьшена. Приводы, склонные к перегрузкам, снабжаются предельными предохранителями. Броня таких приводов закрепляется.

15. Не эксплуатировать привод при направлении вращения, обратном навивке внешнего слоя (за исключением тех случаев, когда это предусмотрено при выборе вала). Если возможен пуск вала под нагрузкой или имеется большой пусковой момент и нет уверенности в том, что неправильное направление вращения полностью исключено, следует устанавливать между валом и двигателем муфты свободного хода.

Перечень требований относится к общему случаю эксплуатации передачи. На практике встречается ряд специфических особенностей, которые ставят перед эксплуатационниками особые требования, зависящие от конкретных условий работы того или иного привода. Например, при запуске привода значительной длины зимой необходимо предварительно несколько раз провернуть его вручную или немного подогреть во избежание резкого увеличения пускового момента.

Общие правила техники безопасности сводятся к систематической проверке токоподводящих кабелей, тщательному выполнению и систематической проверке заземления электродвигателей (особенно при работе в жидких средах), проверке надежности всех соединений и принятию мер против захлестывания рабочего вследствие петлеобразного изгиба привода в момент пуска или перегрузки.

Разнообразие условий работы передачи, недостаточная четкость и устойчивость эксплуатационных характеристик валов, а также затрудненный контроль за действительной величиной нагрузки (особенно в ручном электроинструменте), радиуса изгиба и температуры часто приводят к преждевременному выходу передачи из строя. Вследствие этого следует как можно более строго придерживаться перечисленных правил эксплуатации, учитывая повышенную чувствительность передачи к их нарушению.

#### СМАЗКА ПЕРЕДАЧ С ГИБКИМИ ВАЛАМИ

Трущаяся пара гибкий вал — броня должна периодически смазываться (смазка опор не рассматривается, она производится в соответствии с общеизвестными правилами). Режим смазки изменяется в широких пределах, зависящих от условий эксплуатации. Однако смазывать нужно любой гибкий вал, даже вал, работающий без брони. В последнем случае смазка защищает вал от коррозии.

Периодичность смазки зависит от скорости вращения вала, длительности работы, радиусов изгиба изогнутых участков и степени запыленности окружающей среды. Однако даже при тяжелых условиях работы замену смазки не нужно производить излишне часто. В среднем смазка должна заменяться каждые 20—30 час. работы на окружных скоростях 1,5—3 м/сек. Отклонения от этой средней нормы в ту или другую сторону зависят от конкретных условий работы и должны быть выяснены в ходе эксплуатации. В частности, сроки смазки необходимо сокращать в силовых передачах с ленточной броней при сильной запыленности, влажности и высокой температуре. Объясняется это относительно слабыми уплотняющими качествами замка ленточной брони типа Б1.

Ввиду того что на заводах-изготовителях валы силовых передач (в том числе передач, поставляемых комплектно) смазываются без предварительной тщательной очистки,

эту смазку следует рассматривать лишь как средство предотвращения коррозии при транспортировке и хранении. Новый вал и броню необходимо тщательно промыть спиртом, керосином или четыреххлористым углеродом. Броня промывается при помощи тряпки, пропитанной одной из перечисленных жидкостей и закрепленной на конце длинной проволоки. Хорошо производить промывку жидкотекучими маслами, проникающими внутрь вала и уменьшающими внутреннее трение и коррозию. После тщательной просушки вал покрывается тонким слоем смазки. Эту операцию следует выполнять одновременно со сборкой, чтобы исключить возможность загрязнения смазки. При этом последовательно смазываемые участки вала один за другим вводятся в броню.

После смазки нового вала ему следует дать поработать в приводе не более 4—8 час., так как в начальный период эксплуатации часто происходит весьма интенсивное отделение металлических частиц, вызывающих усиленный абразивный износ. Особенно заметно отделение металлических частиц при работе привода с броней типа Б1. Этот период является периодом своеобразной приработки вала и брони. Затем привод разбирают и повторяют заново операции промывки и смазки вала и брони, после чего смазку можно производить с нормальной периодичностью. Периодическое пополнение смазки необходимо еще потому, что вал во время вращения выгоняет смазку из брони подобно шнеку.

Следует помнить, что при замене смазки нужно обязательно промывать вал и броню. Ни в коем случае не следует просто пополнять смазку. Смазка должна наноситься тонким слоем, так как расход ее невелик, а излишняя смазка выгоняется валом и загрязняет рабочее место.

Для смазки валов силовых приводов при легких условиях работы и температуре не выше 55° С применяют обычно солидол Л (смазка универсальная среднеплавкая УС-Л по ГОСТу 1033-51). При температурах до 65—75° С можно применять солидол М и солидол Т (смазка универсальная среднеплавкая УС-М и УС-Т по ГОСТу 1033-51). Заменители этих смазок — эмульсионные солидолы применять не рекомендуется. Наиболее ответственные приводы рекомендуется смазывать константином (смазка универсальная тугоплавкая УТ-1



по ГОСТу 1957-52). Температура каплепадения этой смазки выше  $100^{\circ}\text{C}$ , однако ее необходимо предохранять от попадания воды. Для тяжело нагруженных приводов, работающих в условиях повышенной влажности, лучше всего применять смазку 1-13 (универсальную тугоплавкую водостойкую УТВ). В случаях работы силового привода при низких температурах с одновременной возможностью сильного местного нагрева рекомендуется смазка НК-30 (универсальная среднеплавкая, морозостойкая УСМ по ГОСТу 3275-46). Интервал температур для нее от  $-60$  до  $+85^{\circ}\text{C}$ .

Приводы приборов, работающие в легких условиях при температурах не более  $35^{\circ}\text{C}$ , можно смазывать техническим вазелином (смазка универсальная низкоплавкая по ГОСТу 3581-47). При температурах до  $45^{\circ}\text{C}$  используется вазелин технический высокоплавкий (смазка универсальная низкоплавкая УН-2 по ТУ 153-44). Эта же смазка является консервирующей при длительном хранении и транспортировании приводов. При работе приборного привода в интервале температур от  $-60$  до  $+55^{\circ}\text{C}$  следует применять смазку ГОИ-54 (универсальная низкоплавкая, водостойкая, морозостойкая УНВМ по ГОСТу 3276-54). На заводах-изготовителях комплектных приборных приводов броня заполняется этой смазкой на  $\frac{2}{3}$  ее длины со стороны привода от коробки передач автомобиля. Замену смазки при разборно-запирающихся и разборных приводах следует производить через каждые 15 000 км пробега автомобиля. Смазка ГОИ-54 является наиболее целесообразной смазкой для приборных приводов транспортных и специальных машин.

Помимо всех перечисленных смазок, во многих случаях при легких условиях работы можно применять обычные автомобильные легкие смазки. Эти же смазки применяются в приводах управления, где они в основном служат для защиты от коррозии. В условиях низких температур валы приводов управления покрываются тонким слоем морозостойкой смазки.

### РЕМОНТ ПЕРЕДАЧ С ГИБКИМИ ВАЛАМИ

Ремонт привода сводится большей частью к замене изношенных или вышедших из строя элементов или деталей новыми.

Имеются некоторые ограниченные возможности ремонта валов и брони. В случае истирания внешнего слоя и опасности разрыва проволок в этом месте можно вырезать изношенный участок вала, приняв предварительно меры для предотвращения раскручивания проволок. Затем оба отрезка вала впаиваются в две противоположные расточки соединительной муфты. Таким же образом с помощью соединительной муфты (сквозной) можно соединить отрезки брони, из которой был вырезан поврежденный участок. Обычно на участках расположения муфт в дальнейшем наблюдается ускоренный износ второго элемента трущейся пары. Этот же метод применяется для получения привода значительной длины. Для таких случаев можно рекомендовать применение соединительных муфт с опорами качения (см. фиг. 14).

Ремонт элементов силового и приборного приводов (особенно вала) малоэффективен, поэтому следует предпочитать полную замену изношенных частей. При выходе из строя вала неразборного приборного привода, последний заменяется целиком, так как его ремонт невозможен. В разборном приводе вал можно заменить новым.

#### ПРАВИЛА ТРАНСПОРТИРОВАНИЯ И ХРАНЕНИЯ ПЕРЕДАЧ С ГИБКИМИ ВАЛАМИ

При транспортировании валы и брони должны быть надежно защищены от влаги и механических повреждений. Армированные валы должны иметь на концах дополнительную обертку.

Хранить и транспортировать валы и броню следует в выпрямленном положении или, в крайнем случае, изогнутыми по максимально возможному радиусу. Ни в коем случае нельзя их подвешивать. Валы и броня должны опираться по всей длине. Передачи должны периодически промываться и смазываться, если они не были специально законсервированы с расчетом на длительное хранение, т. е. с применением специальных консервирующих смазок. Во все времена года в складском помещении следует поддерживать температуру в пределах от  $+8^{\circ}\text{C}$  до  $+30^{\circ}\text{C}$ . Предпочтительны более низкие температуры в пределах этого интервала. Рекомендуются относительная влажность воздуха не более 60%. Если при периодическом осмотре

обнаруживаются приводы, пораженные коррозией, то следует произвести осмотр и обработку всех приводов, установить причину коррозии и устранить ее.

В качестве консервирующих смазок для внешних поверхностей привода можно применять технический вазелин (ГОСТ 782-59) или пушечную смазку (ГОСТ 3005-51). В качестве консервирующей смазки для внутренних поверхностей передачи (для пары вал — броня) лучше всего применять смазку 1-13 по ГОСТу 1631-52 (для силовых передач) и ГОИ-54 по ГОСТу 3276-54 для приборных приводов и приводов управления. Консервацию с соответствующей предварительной обработкой следует производить каждые 6—12 мес. (в зависимости от условий хранения и тщательности обработки).

#### УСЛОВИЯ ПОСТАВКИ ПЕРЕДАЧ С ГИБКИМИ ВАЛАМИ И ОТДЕЛЬНЫХ ИХ ДЕТАЛЕЙ

Комплектные силовые передачи поставляются в сборе в соответствии с техническими условиями на их изготовление. Допускается также поставка к ним валов с накопниками (в виде запасных частей). Передачи связываются в пачки, вес которых не должен превышать 80 кг.

Гибкие валы В1 и В2 поставляются длиной не более 10,5 и не менее 1 м. Поставка гибких валов мерными отрезками указывается в заказе. Гибкие валы поставляются с броней. Поставка гибких валов без брони или брони без валов обуславливается в заказе.

Гибкие валы с броней либо без брони поставляются в бухтах. Вес бухты не должен превышать 80 кг. К каждой бухте или пачке прикрепляется бирка с указанием завода-изготовителя, условного обозначения изделия, количества, даты изготовления и клейма ОТК.

Поставка арматуры А1 к валам В1 обуславливается в заказе. Гибкие валы В2 поставляются без арматуры. Гибкие валы В1 и В2, а также арматура и комплектные передачи поставляются смазанными неконсервирующими смазками.

При поставке в бухтах валы с броней насухо протираются, смазываются тонким слоем консистентной смазки, обертываются упаковочным материалом и перевязываются в трех местах. Радиус бухты должен быть возможно

большим и ни в коем случае не меньше минимально допустимого радиуса изгиба для данного типа вала. Вес бухт более 50 кг нежелателен (допускается до 80 кг).

Во всех случаях, когда это возможно, рекомендуется поставлять, транспортировать и хранить валы в выпрямленном положении, так как длительное хранение в бухтах часто вызывает остаточные деформации геометрической оси вала.

Для брони длиной более 5 м допускаются стыковые металлические муфты по одной на каждые последующие 5 м.

Поставка гибких валов по метражу, допускаемая техническими условиями, нежелательна, так как резка вала и монтаж арматуры на неспециализированном предприятии часто приводит к порче вала или снижению его качеств. Как правило, должна практиковаться поставка валов мерными отрезками в соответствии с длиной вала в приводе. Желательно максимальное сосредоточение изготовления комплектных приводов на специализированных предприятиях. С ними должны кооперироваться предприятия, производящие машины или агрегаты, в которых используется привод с гибким валом.

Приборные комплектные приводы (табл. 43 и 48) поставляются в деревянных ящиках по 75 шт. не более в каждом (вес ящика брутто не более 50 кг). Радиус изгиба в упаковке не менее 180 мм. В качестве запасных частей свернутые в кольцо и связанные валы приборных приводов поставляются также в индивидуальных бумажных пакетах размером 200 × 200 мм (по 250 пакетов в ящике). На каждом пакете должна быть указана марка изделия. Упаковка валов в индивидуальные пакеты производится лишь по соглашению с заказчиком.

В каждый ящик с комплектными приводами вкладывается упаковочный лист с указанием марки и количества комплектных приводов или гибких валов, а также даты их упаковки за подписями контролера и упаковщика. На каждом ящике стойкой краской наносится адрес заказчика и поставщика.

Приводы ГВ-43 упаковываются в деревянные ящики не более 50 шт. в каждом. Приводы не должны свертываться по радиусу менее 200 мм. Вес ящика брутто не более 50 кг.

Заказчику предоставлено право приемки и проверки изделий на месте, в том числе право проведения испытаний

**83. Марки комплектных силовых передач и деталей к ним, поставляемых серийно специализированными заводами**

Марка изделия	Диаметры гибких валов	Краткая характеристика
V1	6; 8; 10; 12; 16; 20; 25; 30	Гибкий вал без брони и арматуры
V2	3,3; 4; 5; 6,5; 8,2	Гибкий вал без брони и арматуры
V1-Б	6; 8; 10; 12; 16; 20; 25; 30	Гибкий вал с броней без арматуры
V2-Б	3,3; 4; 5; 6,5; 8,2	Гибкий вал с броней без арматуры
V1-Б-А	8; 10; 12; 16; 20; 25; 30	Гибкий вал с броней и арматурой на опорах скольжения типа А1
V-101	12 (V1)	Комплектная передача (табл. 34). Привод машины для зачистки ший, покрывшек, литья и т. д.
V-110	12 (V1, левого вращения)	Комплектная передача (см. табл. 34). Привод глубинных вибраторов и электрошлифовальных машин
V-110с	12 (V1, левого вращения)	Вал с наконечниками в качестве запасных частей к комплектной передаче V-110
V-106	8,2 (V2, левого вращения)	Комплектная передача (табл. 34). Привод электроинструмента для очистки поверхности металла и изделий от коррозии
V-106с	8,2 (V2, левого вращения)	Вал с наконечником в качестве запасных частей в комплектной передаче V-106
V-112	8 (V3)	Комплектная передача (см. табл. 34). Привод в эвольвентно-шлифовальном станке

Примечание. Кроме специально указанных, поставляются валы правого вращения. Поставка валов с левым вращением оговаривается в заказе.

на проверку долговечности. Проверка изделий заказчиком производится в соответствии с данными табл. 60.

Перечисленные условия поставки согласуются с техническими условиями на изготовление соответствующих изделий.

## ИСПОЛЬЗОВАННАЯ ЛИТЕРАТУРА

1. Бруевич Н. Г., Об основах теории ошибок механизмов, «Вестник машиностроения» № 7—8, 1943, стр. 16—17.
2. Главстроймеханизация, Металлические гибкие рукава и валы, каталог-справочник, Машгиз, 1952.
3. Коган - Вольман Г. И., Ковалев Л. Г., Электроимпульсный метод определения угла закручивания гибкого проволочного вала, Труды Одесского технологического института им. И. В. Сталина, т. IV, 1954, стр. 117—132.
4. Коган - Вольман Г. И., Гибкие проволочные валы, Машгиз, 1958, стр. 248.
5. Каталог электрооборудования, т. 8, Гибкие валы, 1949.
6. Нейман И. М., Новая конструкция и способ изготовления усовершенствованных гибких валиков, ИТЭИН, серия 149, № 334/37, 1953, стр. 27—39.
7. Центральное бюро технической информации ВНИИСтройдор-маш, Металлические гибкие валы, рукава и плетенки, каталог-справочник, 1958.
8. Чернышев Н. А., Гибкие проволочные валы, «Справочник машиностроителя», т. IV, Машгиз, 1955, стр. 175—179.
9. Чернышев Н. А., Теоретические основы расчета гибких проволочных валов, сборник «Вопросы проектирования, изготовления и службы пружин», Машгиз, 1956, стр. 7—57.
10. Брюм Х., Оборудование, приводимое посредством гибкого вала, «Werkstattstechnik und Maschinenbau» № 5, 1951.
11. White S. S., «Flexible Shaft Handbook», New-York, 1946, p. 256.
12. Hotchkiss C., Flexible Shafts for Power Drives and Remote Control, «Product Engineering», vol. XXVI, № 2, 1955, p. 168—177.
13. Hotchkiss C., Choosing Flexible Shafts for Specific Applications, «Machinery» № XI, 1955, p. 157—163.
14. Jahoda C., Ohebné Hřídele, Strojirenska výroba (rew), sv 6, čís 8, srpen, 1958, 356—357.
15. Пономарев С. Д., Пружины, сб. «Детали машины» под ред. Н. С. Ачеркаиа, Машгиз, 1953.

# ОГЛАВЛЕНИЕ

<b>Глава I. Общие сведения о передачах с гибкими проволочными валами</b>	3
<b>Глава II. Детали передач с гибкими валами</b>	19
Гибкие проволочные валы	19
Броня гибких валов	29
Наконечники (шпиндели) гибких валов	47
Арматура брони	55
<b>Глава III. Комплектные передачи с гибкими валами</b>	62
Комплектные силовые передачи	62
Комплектные приводы автомобильных и мотоциклетных приборов с гибкими валами	85
Конструкции комплектных приводов управления с гибкими валами	125
<b>Глава IV. Контроль качества привода и его деталей. Эксплуатационные характеристики. Методы испытаний</b>	131
<b>Глава V. Расчет и конструирование передач с гибкими валами</b>	152
Общий порядок конструирования передач	152
Конструирование силовых передач	153
Подготовка исходных данных	153
Выбор вала	158
Выбор брони	171
Выбор наконечников вала	172
Выбор арматуры брони	173
Расчет и конструирование промежуточных передач	173
Конструирование узлов присоединения передачи к приводному и рабочему агрегатам, усилительных пружин, предохранителей и промежуточных узлов крепления брони к деталям конструкции	174
Конструирование приводов контрольных приборов	176
Конструирование приводов управления	176
Подготовка исходных данных	176
Выбор вала привода управления	182
Выбор брони	189
Основы теории расчета гибких валов	190
Растяжение гибкого вала	190
Изгиб гибкого вала	191
Изгиб предварительно закрученного и растянутого гибкого вала	193
Кручение гибкого вала	193

Устойчивость гибкого вала . . . . .	196
Частота собственных крутильных колебаний вала приборного привода . . . . .	197
Внутренний износ гибкого вала . . . . .	197
Внешний износ гибкого вала . . . . .	199
Точность привода управления с гибким валом . . . . .	200
Рекомендации по конструированию гибких валов . . . . .	205
<b>Глава VI. Эксплуатация передач с гибкими валами . . . . .</b>	<b>209</b>
Характерные виды износа, поломок и дефектов передач с гибкими валами . . . . .	209
Правила эксплуатации передач с гибкими валами . . . . .	221
Смазка передач с гибкими валами . . . . .	223
Ремонт передач с гибкими валами . . . . .	225
Правила транспортирования и хранения передач с гиб- кими валами . . . . .	226
Условия поставки передач с гибкими валами и отдель- ных их деталей . . . . .	227
<b>Использованная литература . . . . .</b>	<b>230</b>

Георгий Израйлевич К о г а н-В о л ь м а н  
ПЕРЕДАЧИ С ГИБКИМИ ПРОВОЛОЧНЫМИ ВАЛАМИ

Технический редактор *Т. Ф. Соколова*.      Корректор *Ф. М. Ланина*  
Переплет художника *Е. В. Бекетова*

Сдано в производство 15/IX 1960 г.	Подписано к печати 23/III 1961 г.
Т-02591.      Тираж 8000 экз.	Печ. л. 11,89.      Бум. л. 3,63
Уч.-изд. л. 11,5.	Формат 84×108 <sup>1/16</sup> .      Зак. 301

Типография № 6 УПП Ленсовнархоза. Ленинград, ул. Монсеенко, 10



### Замеченные опечатки

Страница	Строка	Напечатано	Должно быть
5	4-я графа, 2-я снизу	~ 6,5 ~ 9,5	~ 6,5
39	2-я графа, 8-я сверху	17,6	14,6
	графы 5 и 6, 18-я сверху	$10 \times 0,4$   1,5	$10 \times 0,4$   1,5 $14 \times 1,1$   2,0
40	2-я графа, 2-я сверху	$\pm 1,2$	+ 1,2
46	Табл. 25, 1 и 2-я графы, 5-я сверху	БДП-С1	БДП-С1   То же
	1 и 2-я графы, 2-я снизу	БДП-А4   —	БДП-А4   То же
	1 и 2-я графы 1-я снизу	БДП-С1   —	БДП-С1   То же
88	3-я снизу	ГВН9-Б (III)	ГВН9-Б (II)
	2-я снизу	ГВГ32-Б (III)	ГВН32-Б (II)
	2-я снизу	ГВН16-А2 (II)	ГВН16-А2 (III)
117	2-я графа, 1-я сверху	54	59
	6-я графа, 2-я сверху		В2ТЛ-3,3А
138	Табл. 54, 3-я графа	в кгм	в кгсм
170	17-я сверху	$\frac{6000}{16,3} =$	$\frac{620}{16,3} =$

Поправка. На стр. 90 на эскизе к табл. 40 вместо размеров  $\varnothing 47^{+0,3}$  и  $\varnothing 77^{\pm 0,3}$  должно быть  $\varnothing 4,7^{+0,3}$  и  $\varnothing 7,7^{\pm 0,3}$ .