

А. М. А. МОСТКОЕ И А. А. БАШКИРОВ

**РАСЧЕТЫ
ГИДРАВЛИЧЕСКОГО УДАРА**



ГОСЭНЕРГОИЗДАТ

М. А. МОСТКОВ и А. А. БАШКИРОВ
Доктор техн. наук, лауреат Сталинской премии
Канд. техн. наук

РАСЧЕТЫ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО УДАРА



ГОСУДАРСТВЕННОЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО
МОСКВА 1952 ЛЕНИНГРАД

Книга является пособием при проектировании и эксплуатации гидроэлектрических станций, снабженных трубопроводами, а также напорной деривацией. Книга разделена на две части: в первой (написана доктором техн. наук, проф. М. А. Мостковым) излагаются основания теории гидравлического удара, даются расчетные формулы и приводится справочный материал для определения скорости распространения волны гидравлического удара; в зависимости от стадий и задач проектирования приняты аналитический, графический и численный методы расчета; во второй (написана канд. техн. наук А. А. Башкировым) излагаются примеры расчетов удара, выполненные численным методом проф. М. А. Мосткова, основанным на использовании уравнений удара в характеристиках. Некоторые основные расчетные случаи излагаются посредством других методов для возможности сопоставления хода расчета. В число расчетных примеров входят задачи простого и сложного трубопроводов, включая сложные случаи наличия коллекторов, уравнительного резервуара, всасывающей трубы, активных и реактивных турбин и др. Кроме того, рассмотрены специальные случаи, как-то: разрыв трубопроводов, работа насосных установок ГАЭС и др. Примеры расчетов снабжены схемами, описанием и графическим материалом, иллюстрирующим полученные результаты.

Книга рассчитана на инженеров и студентов.

Редактор В. А. Орлов

Техн. редактор С. Н. Бабочкин

Сдано в набор 2/VIII 1951 г.

Подписано к печати 12/XII 1951 г.

Бумага $84 \times 108^{1/32} = 3^{1/8}$ бумажным — 10,25 п. л.

Уч.-изд. л. 11,6

T-10413.

Тираж 2 750.

Зак. 1288

ПРЕДИСЛОВИЕ

Гидравлический удар представляет результат процесса, вызванного достаточно быстрым изменением потребления воды в какой-либо точке напорной гидравлической системы. Влияние сил инерции, возникающих при этом, проявляется в виде продольных волн перемещения, вызывающих появление местных толчков (ударов), следующих друг за другом и оказывающих существенное, а иногда и решающее влияние на прочность тех или иных элементов сооружения и механизмов.

В настоящей работе рассматривается гидравлический удар в гидроэлектрических станциях, в которых благодаря большим расходам воды, значительным скоростям движения и сравнительно быстрым изменениям режима влияние гидравлического удара проявляется наиболее резко. Мы будем исследовать только следующие проявления ударных явлений: собственно гидравлический удар, иначе — быстрые изменения давлений и скоростей движения в напорных сооружениях ГЭС, и частичные колебания всей массы воды, заключенной в напорной водопроводящей системе ГЭС; колебания эти проявляются в основном после завершения процесса быстро следующих друг за другом толчков (ударов) (§ 13).

Что касается других проявлений неустановившегося режима в гидроустановках, в частности явлений волн перемещения в открытых бьефах и временной неравномерности хода турбин, то мы касаться их не будем: первого, — как не имеющего непосредственной связи с ударом, а второго, — как принадлежащего к специальному кругу исследований, связанных с регулированием первичных двигателей и вопросами устойчивости системы. Некоторые результаты, связанные с расчетом временной неравномерности, здесь излагаются, однако, в той лишь мере, в которой это вытекает из требований, накладываемых на

расчет гидравлического удара при реактивных турбинах (§ 10, 18).

Непосредственной целью настоящей работы является изложение методов и примеров расчета гидравлического удара в рамках требований, предъявляемых к проектным гидроэнергетическим организациям. Исходя из указанной прикладной цели, нами исключена вовсе обзорная часть, а также отобраны только такие методы и примеры, которые быстрее всего ведут к поставленной цели — дать технически точный, наглядный и вполне документированный ответ на вопрос о величине скоростей и давлений в любой точке гидравлической напорной системы ГЭС для любого момента времени, прошедшего от начала возмущения.

По поводу отбора принятых нами методов надо иметь в виду следующее: теория гидравлического удара для так называемого простого трубопровода со времени Н. Е. Жуковского (1901 г.) [Л. 6] может считаться установленной. Дальнейшие работы, очерк которых имеется, например, в книге М. А. Мосткова [Л. 14], а также ряд новых исследований, проведенных в СССР: И. А. Чарный [Л. 23], В. А. Булатников [Л. 4], А. А. Сурин [Л. 22], Н. А. Картвелишвили [Л. 10], Г. И. Кривченко [Л. 11] и др.)—дали исчерпывающий материал для технического расчета одноразмерного неустановившегося движения в тех случаях, когда процесс в трубопроводе изолирован от явлений в машине, когда упругие свойства трубы по ее длине продолжают оставаться постоянными, а также для некоторых случаев сложных трубопроводов. Попытки же совместного рассмотрения процессов, происходящих в трубопроводах и приключенных к ним гидравлических машинах, даже для случая простого трубопровода наталкиваются на существенные затруднения, так как требуют решения совместной системы 6—8 дифференциальных уравнений [Л. 15], причем вследствие разрывов, вызванных отраженными упругими волнами, граничные условия не остаются постоянными. Работа в этом направлении ведется у нас Н. А. Картвелишвили [Л. 9], В. В. Солодовниковым [Л. 21] и др. Большая трудоемкость и малая наглядность расчета удара с учетом влияния регулятора, а также необходимость иметь большое количество расчетных констант стимулируют появление лабораторных методов, основанных на электромагнитных аналогиях

(схема электроинтегратора, электронная схема Е. Л. Сяротинского [Л. 20], а также исследований всего процесса на модельных установках сравнительно малого масштаба (гидравлическая лаборатория МЭИ им. В. М. Молотова, проект модельной гидростанции АН Грузинской ССР). Более успешными оказались методы расчета устойчивости работы ГЭС с учетом явлений, происходящих в регуляторах и подводящих трубопроводах (А. А. Соколов и И. П. Кабаков [Л. 7], Г. В. Аронович [Л. 1], Ю. И. Неймарк [Л. 18], М. А. Мостков [Л. 15], Н. А. Картвелишвили [Л. 9] и др.).

Поскольку комплексный расчет гидравлического удара, т. е. совместный учет работы подводящего трубопровода, первичного двигателя и системы, не вышел из стадии научно-исследовательских изысканий, мы не считали целесообразным приводить его в настоящей книге и принимали за основу расчета тот или иной задаваемый обычно заводом закон изменения открытия турбины. Данное положение является единственно правильным по состоянию техники расчета в настоящее время. Необходимо, конечно, посредством накопления как натуральных исследований (на построенных ГЭС), так и заводских и лабораторных испытаний уточнять закономерности открытия турбин при наличии регуляторов, что поведет к дальнейшему повышению точности расчета. Следует иметь в виду, что, как показывают опыты на ГЭС Сулом, расчет без учета влияния регулятора, т. е. по заданному закону изменения открытия, обычно дает вполне удовлетворительное совпадение с наблюдением и делает расчет вполне надежным.

Из множества методов расчета удара (при соблюдении вышеуказанного условия), мы остановились на следующих:

Для целей предварительных расчетов в простых расчетных случаях сравнения вариантов и выбора размеров тех или иных напорных сооружений расчет рекомендуется проводить аналитическим методом (Н. Е. Жуковский—Л. Аллиевы [Л. 14], основанным на линейном законе изменения площади сечения трубопровода при открытии (закрытии) турбины и не учитывающим влияния сил сопротивления. Простые зависимости делают указанный метод вполне удобным при пользовании, а достигаемой точности часто вполне достаточно даже для трубопрово-

дов с переменной по длине характеристикой и при значительном времени маневрирования затвором.

Для нелинейного закона изменения открытия, а также для исследования необычных случаев в простых трубопроводах, например ритмических колебаний нагрузки, недостатка напора и др., рекомендуется графический метод (по типу В. Ангуса — Н. Т. Мелешенко).

Для технического проектирования простых и сложных трубопроводов при установлении окончательных размеров и проверке прочности водопроводящих сооружений, а также при заказе трубопроводов и оборудования рекомендуется численный метод М. А. Мосткова [Л. 16, 17]. Последний метод обладает документальностью и является вполне универсальным как для простых, так и для сложных трубопроводов, допуская учет сил сопротивления, анализ явлений в коллекторных (в частности, кольцевых) участках, при наличии реактивных турбин и пр. Опыт применения данного метода, проведенный в проектирующих организациях на основе методического руководства А. А. Башкирова (1945 г.) [Л. 3], а также исследования в ряде диссертационных работ Ю. С. Девдариани [Л. 5], А. А. Башкирова [Л. 2], И. Х. Левинбука [Л. 12] и Е. Н. Кафиевой [Л. 8] привели к выработке наиболее простых и наглядных форм, требующих для своего заполнения, а следовательно, для проведения расчета сравнительно малотрудоемких и совершенно элементарных действий.

Авторы

СОДЕРЖАНИЕ

Предисловие	3
Принятые обозначения	9

Глава первая

Основания теории гидравлического удара

1. Расчетные задания	15
2. Описание явления. Вывод основных дифференциальных уравнений	17
3. Скорость распространения волны удара	23
4. Общий интеграл и его интерпретация	42
5. Вывод сопряженных уравнений удара без учета сопротивлений. Прямой удар	51
6. Удар в простых трубопроводах. Основы аналитического метода	55
7. Основы общего численного метода. Простой трубопровод	68
8. Силы трения и местные сопротивления	85
9. Сложный трубопровод — участок коллектора	89
10. Гидравлический удар при реактивных турбинах	96
11. Гидравлический удар во всасывающих трубах	100
12. Удар в насосных установках гидроаккумулирующих электростанций (ГАЭС)	105
13. Установление амплитуды колебаний уровня в уравнительном резервуаре. Проскок удара	110
14. Основания графического метода расчета	116

Глава вторая

Примеры расчетов гидравлического удара

15. Гидравлический удар в простом трубопроводе при сбросе полной мощности ($\eta_0 = 1$) до холостого хода ($\eta_k = 0,12$)	129
16. Гидравлический удар в простом трубопроводе при набросе мощности от $\eta_0 = 0,4$ до $\eta_k = 1,0$	134
17. Гидравлический удар в простом трубопроводе при сбросе полной мощности и при учете сил сопротивления	138
18. Гидравлический удар в простом трубопроводе с учетом универсальной характеристики реактивной турбины; сброс полной мощности	141
19. Гидравлический удар в однопоточном трубопроводе с переменной характеристикой. Наброс мощности от $\eta_0 = 0,4$ до полной ($\eta_k = 1,0$)	146

20. Определение характеристики холостого спуска при заданном предельном повышении давления. Трубопровод с переменной характеристикой	154
21. Определение повышения давления при сбросе нагрузки в разветвленном (тупиковом) трубопроводе	159
22. Расчет гидравлического удара в кольцевом трубопроводе с учетом сил сопротивления; наброс мощности от $\eta_0 = 0,5$ до $\eta_k = 1,0$	164
23. Гидравлический удар в системе трубопровод — уравнительный резервуар — напорный туннель. Наброс мощности	170
24. Гидравлический удар с учетом всасывающей трубы	179
25. Гидравлический удар при разрыве трубопровода	183
26. Гидравлический удар в напорном трубопроводе насосной установки ГАЭС при внезапном прекращении питания электродвигателя	187
27. Гидравлический удар в напорном трубопроводе насосной установки ГАЭС, сопровождающийся разрывом водяного столба	191
Литература	199

ПРИНЯТЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

Обозначения	Размерность	Термины
<i>a</i>	<i>м/сек</i>	$\sqrt{\frac{K}{\rho}}$ скорость распространения волны гидравлического удара в трубопроводе; иначе $\frac{a_1}{\sqrt{1 + \frac{E_3 \cdot D}{E \cdot \delta}}}$, $a_1 = \sqrt{\frac{E_в}{\rho}}$ — скорость распространения волны удара в воде; постоянная состояния при изотермическом процессе
<i>C</i>	<i>т м</i>	диаметр бандажа деревянного трубопровода
<i>d</i>	<i>мм, см</i>	диаметр рабочего колеса турбины, внутренний диаметр трубы $D = 2r_в$, диаметр инерции
<i>D</i>	<i>м</i>	маховой момент вращающихся частей агрегата
<i>GD²</i>	<i>т м²</i>	расстояние между бандажами трубы
<i>e</i>	<i>см, м</i>	модуль упругости материала трубы; индексы см. ниже
<i>E</i>	<i>т/м², кг/см²</i>	объемный модуль упругости воды
<i>E_в</i>	<i>т'м² кг/см²;</i>	сечение металлических бандажей, сечение внутреннего стояка в уравнительном резервуаре, сечение, открытое запорным органом
<i>f</i>	<i>см², м²</i>	внутреннее сечение уравнительного резервуара на данной отметке
<i>F</i>	<i>м²</i>	
<i>h</i>	—	$\frac{H - H_0}{H_0}$ — относительное изменение напора

Обозначения	Размерность	Термины
<i>H</i>	<i>м</i>	$\frac{p}{\gamma}$ — напор в данной точке трубы с учетом удара, T_0 — расчетный напор турбины, H_0 — напор брутто от напорного бассейна до отводящего канала, x — то же для сечения x, v — соответствует вакууму в данном сечении, c — сопротивления, $\Delta H = H - H_0$ изменение напора в трубопроводе
	<i>i</i>	номер фазы или полуфазы, $i_f = \frac{v^2 \lambda}{2g D}$ — местный уклон сопротивления
<i>k</i>	$m/m^3, кг/см^3$	$\frac{E_c}{r_n(1 + \mu_c)}$ — коэффициент упругого отпора породы, $k_n = -\exp 2\bar{\rho} Q_0 \tau/T$ (безразмерный) — множитель при определении числа оборотов насоса, $k_p = -\exp \tau/2\bar{\rho} H_0 F$ (безразмерный) — множитель при определении изменения уровня в резервуаре
<i>K</i>	$m/m^2, кг/см^2$	приведенный модуль упругости трубопровода, наполненного водой; $\frac{1}{K} = \frac{1}{E_s} + \frac{D}{\delta E}$
<i>l</i>	<i>м</i>	длина участка трубопровода, частная или общая
<i>m</i>	—	вспомогательная величина при вычислении удара
<i>M</i>	$тм, кгм$	момент на валу: M_T — турбины, M_n — насоса, M_c — поглощаемый сетью (при ГЭС), или получаемый от сети (при ГАЭС)
<i>r</i>	<i>м</i>	радиус трубы, r_1 — радиус внутренней арматуры, r_2 — то же наружной
<i>R</i>	<i>м</i>	$\frac{Q_0 H_c}{H_0}$ — мера сопротивлений на данном участке, газовая постоянная
<i>t</i>	<i>м, см, сек,</i>	толщина оболочки бандажированного трубопровода, время
<i>T</i>	<i>сек.</i>	продолжительность: без индекса — реального маневра затворного органа, T_s — полного маневра затворного органа от $\eta = 0$ до $\eta = 1,0$ или наоборот, T_o — открытия холостого спуска, T_a — закрытия его же, $T_a = GD^3 \cdot n^3 / 365 N_0$ — время разгона агрегата, T — абсолютная температура

Обозначения	Размерность	Термины
Q	$м^3/сек$	средний мгновенный расход в данном сечении трубы, Q_p — расход истечения при разрыве, расход воды, поглощаемой турбиной или подаваемой насосом,
Q_1'	$м/сек$	$\frac{Q}{\sqrt{H \cdot D^2}}$ — приведенный расход турбины,
n	—	отношение модулей упругости, показатель степени для формулы истечения при реактивных турбинах
n	$1/мин$	число оборотов в одну минуту
n_1'	$м^{1/2}/мин$	$\frac{nD}{\sqrt{H}}$ — приведенное число оборотов турбины
x_p	—	$\frac{Z}{H_0}$ — относительное изменение уровня в резервуаре, x — абсцисса, отсчитываемая от затворного конца трубы ($м$)
y	$м$	пъезометрическая отметка в точке с абсциссой x
Y	$м$	уровень воды в пневматическом резервуаре
z	—	относительное повышение давления во всасывающей трубе, геодезическая отметка ($м$)
Z	$м$	подъем уровня в уравнительном резервуаре, отсчитываемый от статического положения
α	—	угол наклона к горизонту, доля арматуры по объему α_1 — внутренней, α_2 — наружной, относительное открытие направляющего аппарата; коэффициент с индексами 1, 2 и 3
β	—	$\frac{Q_1'}{Q_{1(0)'}} \cdot \frac{n_{1(0)'}}{n_1} \cdot \epsilon$ — коэффициент
γ	$м^3$	$Q_1' \sqrt{H_0} D^2$ — расчетная величина, объемный вес ($м/м^3$)
δ	$м, см$	$r_H - r_v$ — толщина стенки трубы
ϵ	—	η/η_0 — относительное значение к. п. д.

Обозначения	Размерность	Термины
Δ	м	элементарная длина, толщина металлической обоймы в бетонном или железобетонном трубопроводе, Δ_m — толщина железоторкретной оболочки туннеля
λ	—	коэффициент сопротивления в формуле $i_f = \frac{\lambda}{D} \cdot \frac{v^2}{2g}$
ν	—	$\frac{N}{N_0}$ — относительная мощность, ν_0 — установившееся значение
η	—	$\frac{f}{f_0}$ — относительное открытие затворного органа, η_0 — полное, η_x — открытие холостого спуска, к. п. д. турбины
π	м ³ /сек	$\frac{h}{2\rho} - Q$ — прямая волновая функция, также $\frac{h}{2\rho} - u$ (безразмерная)
Ω	м ³ /сек	$\frac{h}{2\rho} + Q$ — обратная волновая функция, также $\frac{h}{2\rho} + u$ (безразмерная)
Φ	м	$\left(H - \frac{av}{g}\right) - \Phi_0$ — прямая волна
φ	м	$\left(H + \frac{av}{g}\right) - \varphi_0$ — обратная волна
θ	м.м.сек ²	$\frac{GD^3}{4g}$ — момент инерции вращающихся частей агрегата, $\frac{T_s}{\mu}$ — относительная продолжительность маневра затворного органа (безразмерная)

Обозначения	Размерность	Термины
ϵ	—	коэффициент сопротивления задвижки, отнесенный к сжатому сечению, $\frac{x}{l}$
κ	—	$\frac{\omega}{f}$ — коэффициент открытия задвижки
ω	m^2	сечение трубы, равное πr_0^2
ω	1/сек	$\frac{\pi n}{30}$ — угловая частота
ρ	—	$\frac{av_0}{2gH_0}$ — характеристика трубопровода, $\bar{\rho} = \frac{\rho}{Q_0}$ (сек/м ³) или $\bar{\rho} = \frac{1}{2gH_0} \cdot \frac{a}{\omega} =$ $= 0,065 \frac{a}{H_0 D^2}$
ρ	$m \cdot сек^2/м^4$	плотность воды
χ	—	$\frac{M_c}{M_0}$ — доля поглощаемого момента сети
τ	сек.	$\frac{l}{a}$ — продолжительность полуфазы удара — расчетный интервал
μ	сек.	$\frac{2l}{a} = 2\tau$ — продолжительность фазы удара, коэффициент Пуассона (безразмерный)
σ	—	$\frac{\rho}{\theta} = \frac{lv_0}{2gH_0 T_s}$ — коэффициент, растягивающие напряжения в материале оболочки (кг/см ²)
φ	—	коэффициент приведения толщины трубы, φ_0 — для учета торцевого закрепления, φ_1 — для учета толщины стенок, φ_2 — для учета армирования, φ_3 — для учета отпора породы; коэффициент скорости в формуле
ψ	—	$v = \varphi \sqrt{2gH}$, угловое перемещение ротора коэффициент приведения толщины для бандажированных труб

Индексы

- н* — наружный, насосный, начальный
к — конечный
в — внутренний
с — скальный
м — металлический
д — деревянный, деривационный
т, т — торкрет, турбина
ж, б — железобетон (при определении отношения модулей упругости)
ж, т — железо-торкрет (то же)
с, б — скала-бетон (то же)
т, б — торкрет-бетон (то же)
ж, д — железо-дерево (то же)
п р — приведенный
т — предельный удар
о — начальный, отправной, установившийся при прямом течении воды
о, о — то же, при обратном течении воды
і — номер полуфазы или фазы (оговорено)
При выражениях типа π_{aC_2} , Ω_{bK_1} и т. д. *a, b* — обозначает участок трубы, *C* — обозначает узел и 2 — номер полуфазы, иногда время в секундах.
-

ГЛАВА ПЕРВАЯ

ОСНОВАНИЯ ТЕОРИИ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО УДАРА

1. Расчетные задания

Целью расчетов гидравлического удара при проектировании гидроэлектростанций является: а) установление наибольших динамических давлений в подводящей напорной деривации и напорном трубопроводе, служащих для статического расчета этих элементов, б) установление приемлемой формы графика открытия — закрытия направляющего аппарата в реактивных турбинах, или отверстия сопла в активных, а также открытия — закрытия холостого спуска, в) определение наименьших динамических давлений для установления зон возможного появления вакуума, в частности предельного вакуума во всасывающих трубах, при разрыве труб, а также ударов, возникающих при соединении разорвавшихся колонн воды, г) установление влияния гидравлического удара на степень временной неравномерности хода турбин ГЭС, а также насосов в гидроаккумулирующих электростанциях (ГАЭС).

Расчет гидравлического удара должен удовлетворять следующим энергетическим заданиям:

а) Полный сброс нагрузки, вызванный коротким замыканием на шинах станции при работе всех машин, происшедшей до сброса с полной проектной мощностью или с допустимой по проекту перегрузкой. Продолжительность закрытия регулирующего органа принимается по заводским указаниям, причем предусматривается работа холостого спуска для реактивных турбин.

б) Наибольший возможный наброс нагрузки на ГЭС (начиная от холостого хода), вызванный аварийным перераспределением нагрузок в системе. Величина расчетного наброса мощности должна быть установлена пореде-

вом анализа распределения нагрузки, а также установления возможных мест аварий. При этом величина наброса должна быть не большей, чем мощность одного агрегата данной ГЭС с учетом допускаемой проектом перегрузки.

в) Непредусмотренная при нормальной эксплуатации остановка частично загруженных машин под действием реле, срабатывающих вследствие эксплуатационных неполадок, например при перегреве подшипников, и др. При этом, из числа работающих останавливается один агрегат.

г) Отказ от сработки холостого спуска при сбросе (п. «а») на одной из реактивных турбин, установленных на ГЭС.

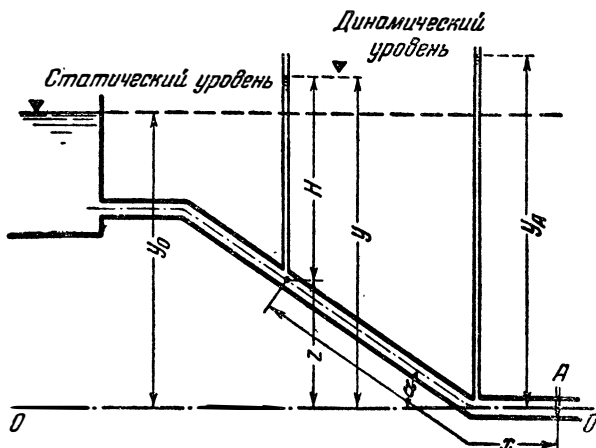
д) Обрыв иглы на одной из установленных на ГЭС активных турбин.

Расчет величины удара при сбросе следует производить для наивысшего эксплуатационного горизонта в уравнительном резервуаре, соответствующего наивысшему уровню воды в водохранилище и наименьшему коэффициенту шероховатости в деривации; для наброса расчет производится для наинизшего эксплуатационного уровня при наивысшем коэффициенте шероховатости в деривации. Учет сопротивлений трения при расчетах удара в трубопроводе во всяком случае является необходимым в случае особо длинных трубопроводов, а также при определении отметок линии давления на перегибах трассы — обычно при выходе трубопровода на поверхность после уравнительного резервуара. В особо ответственных случаях следует проверить положение динамической линии на точках перегиба трассы при периодических толчках нагрузки.

Расчеты временной неравномерности регулирования при заданных заранее значениях маховых масс агрегатов проводятся для случаев сброса и наброса мощности, соответствующих пп. «а» и «б». Что касается расчетов уравнительных резервуаров по методу удара, т. е. с учетом упругости воды и стенок деривации, то они выполняются, в случае туннельной деривации, только при особо большой длине последней. Для деревянных деривационных трубопроводов расчет уравнительных резервуаров с учетом упругости воды и стенок следует производить независимо от длины деривации.

2. Описание явления. Вывод основных дифференциальных уравнений

Рассмотрим (фиг. 1) трубопровод, подводящий воду к какому-либо гидравлическому механизму, например, к турбине, или выводящий воду в атмосферу через задвижку, находящуюся на его нижнем конце. Пусть на некотором участке длиной x трубопровод имеет одинаковое сечение и толщину стенок, т. е. обладает одинаковыми уп-



Фиг. 1. Схема напорного трубопровода. Пьезометрические трубки выведены для наглядности; в действительности, при наличии стояков, явление будет иным.

ругими свойствами. Такой трубопровод мы будем называть трубопроводом с постоянной характеристикой или *простым* в отличие от *сложного*, характеризующегося либо изменением диаметров и толщины стенок — так называемый трубопровод с переменной характеристикой по длине, либо наличием разветвлений или колец — трубопровод разветвленный. Пьезометрическая отметка, соответствующая абсциссе x , отсчитываемой от нижнего конца трубы, в условиях неустановившегося режима является переменной во времени и обозначена y . Из уравнения гидродинамики, пренебрегая силами сопротивления и направляя ось x по длине трубы, получим:

$$X - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} - \frac{dv}{dt} = 0;$$

вводя $p = \gamma(y - z)$ и учитывая, что $X = -g \cdot \sin \alpha$, где $\sin \alpha = \frac{dz}{dx}$, получим:

$$g \frac{\partial y}{\partial x} + \frac{dv}{dt} = 0.$$

Поскольку $\frac{dv}{dt} = \frac{\partial v}{\partial t} + v \cdot \frac{\partial v}{\partial x}$, то вышенаписанное уравнение может быть переписано так:

$$g \cdot \frac{\partial y}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial t} + v \cdot \frac{\partial v}{\partial x} = 0. \quad (1)$$

В случае, если силы сопротивлений отброшены не будут, следует добавить уклон $i_f = \frac{\lambda v^2}{2gD}$, где λ — коэффициент сопротивления¹. Учитывая, что $\frac{\partial p}{\partial x} = \gamma \frac{\partial y}{\partial x} - \gamma \frac{\partial z}{\partial x}$, получим после замены $\frac{\partial z}{\partial x} = -i_0$ первое динамическое уравнение удара:

$$\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial t} + v \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\lambda v^2}{2D} - g i_0 = 0. \quad (2)$$

Если жесткость трубы и заполняющей ее жидкости, в данном случае воды, принять бесконечно большой, т. е. положить, что $\frac{\partial v}{\partial x} = 0$, то для участка длиной l с постоянным сечением ω придем к

$$\frac{\partial y}{\partial x} = \frac{y - y_0}{l}.$$

¹ Обычно значение λ принимается таким же, как и для движения установившегося. Однако данное положение не является очевидным, поскольку эксперименты с гидравлическим ударом показывают, что при сравнительно малых числах Рейнольдса происходит более быстрое затухание колебаний, чем это должно быть в соответствии с предположением о том, что силы сопротивления могут быть подсчитаны, исходя из установившегося режима.

Поэтому уравнение (1) после замены частных производных полными перейдет в уравнение жесткого удара:

$$y - y_0 = \frac{l}{g} \cdot \frac{dv}{dt}. \quad (3)$$

Последнее уравнение может служить для непосредственного решения в том случае, если задано изменение скорости по времени на одном конце трубы. Если же скорость истечения ставится в зависимость от величины давления, т. е. $v = v(y)$, то аналитическое решение становится возможным только при условии, что функция $v(y)$, в свою очередь, задана аналитически; частными случаями такой связи могут служить—линейный закон изменения площади выходного отверстия во времени, а также закон пропорциональности скорости истечения квадратному корню из напора на выходном конце. Мы не рассматриваем подробно указанных случаев, ввиду того что схема жесткого удара не является достаточно удовлетворительной для процессов, имеющих место в ГЭС, обычно происходящих в продолжение весьма коротких отрезков времени. В тех же случаях, когда процесс неустановившегося движения является сравнительно продолжительным, явление удара вырождается в колебания всей массы воды, заключенной в гидравлической системе, и тогда применение уравнения типа (3), исправленного на величину потерь энергии, обычно оказывается удовлетворительным (кроме случаев, оговоренных в § 13).

В действительности, как впервые показано Н. Е. Жуковским [Л. 6], явления гидравлического удара могут быть объяснены наложением упругих волн, возникающих у источника возмущения—прямых волн, и обратных волн, отраженных от свободных поверхностей и участков изменения упругих свойств напорного водовода,—так называемых разрывностей. Явление гидравлического удара протекает, как отмечено выше, в продолжение относительно небольшого промежутка времени и может быть рассмотрено независимо для каждого участка трубопровода только в весьма редких случаях. В большинстве практических случаев начальные и граничные условия процесса устанавливаются заданиями эксплуатации всей гидравлической системы,

а также вытекают из упругих свойств последней, благодаря чему расчеты удара становятся иногда весьма сложными.

Если в уравнении (2) пренебречь производной $v \cdot \frac{\partial v}{\partial x}$, а также сопротивлениями трения, то для горизонтальной трубы получим уравнение:

$$\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial t} = 0, \quad (4)$$

которое обычно исследуется в теории [Л. 14, стр. 16].

При упругом ударе мы не можем уже предполагать, как это сделано выше для жесткого удара, что давление мгновенно распространяется по длине трубы, т. е. мы должны считать $\frac{\partial v}{\partial x} \neq 0$. Поэтому необходимо иметь второе уравнение, которым явится уравнение *неразрывности*. При $v_y = v_z = 0$, т. е. для одномерного движения, известное в гидродинамике уравнение неразрывности движения может быть записано так:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x} (\rho v) = 0. \quad (5)$$

Третьим является уравнение *состояния*, которое связывает упругие изменения плотности воды, находящейся в данном отсеке трубы, с изменением давления. Уравнение это может быть с достаточной общностью записано так:

$$\frac{\partial p}{K} = \frac{\partial \rho}{\rho}. \quad (6)$$

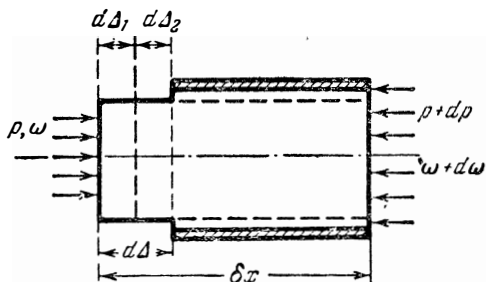
Если бы деформации подчинялись линейному закону, то значение K явилось бы постоянным. В действительности K представляет „приведенный“ модуль упругости тонкого трубопровода, т. е. трубопровода, характеризующегося отношением толщины стенки к диаметру (§ 3) $< 1/20$, и только приближенно может считаться постоянным. Значение K определяется так: рассмотрим участок трубы длиной δx (фиг. 2), в котором жидкость, ранее бывшая под давлением p , оказалась сжатой на величину dp . Это вызовет осевое укорочение элемента жидкости на величину $d\Delta$, определяемую двумя слагаемыми: упругой деформацией элемента жидкости и

увеличением диаметра и длины трубы, вызванным деформацией оболочки.

Уравнение состояния жидкости, если пренебречь объемом, занятым молекулами, может быть записано в следующем виде:

$$\frac{p}{\gamma} + \alpha\gamma = RT.$$

Здесь γ — объемный вес, T — абсолютная температура, R — постоянная; α характеризует взаимное притяжение молекул.



Фиг. 2. Схема деформаций элемента трубопровода. Деформация $d\Delta_1$ вызвана изменением плотности жидкости вследствие разности давлений dp ; деформация $d\Delta_2$ вызвана изменением сечения на $d\omega$ вследствие податливости стенок трубы.

Быстрое изменение давления, обычно происходящее изотермически, т. е. при $T = \text{const}$, равносильно требованию, чтобы $d\left(\frac{p}{\gamma} + \alpha\gamma\right) = 0$, или

$$\frac{dp}{p - \alpha\gamma^2} = \frac{d\rho}{\rho}.$$

Величина $\alpha\gamma^2$, стоящая в знаменателе, характеризующая молекулярное притяжение, для случая капельных жидкостей настолько велика по сравнению с p , что последним можно пренебречь. Тогда, заменяя $\alpha\gamma^2 = E_v$, что представляет объемный модуль упругости жидкости — в общем случае переменный, — а также учитывая, что изменение плотности или объемного веса происходит вследствие деформации жидкости относительно заданной

длины элемента δx , т. е. $\frac{dp}{\rho} = -\frac{d\Delta_1}{\delta x}$, находим величину осевой деформации элемента, вызванной упругостью жидкости:

$$d\Delta_1 = \delta x \frac{dp}{E_g}.$$

Значения E_g для воды, связанные с давлением и температурой, приводятся в табл. 1.

Осевая деформация того же элемента, вызванная расширением оболочки, может быть определена так: при заданной длине элемента δx изменение объема жидкости будет равно $2\pi r_g \cdot \delta x \cdot dr_g$, а радиальная деформация свободной в торцах оболочки, в случае если материал последней подчиняется закону линейной деформации, будет

$$\frac{dr_g}{r_g} = \frac{d\sigma}{E}.$$

Здесь σ —растягивающие напряжения, а E —модуль упругости материала стенки. Вводя теперь согласно формуле тонкого кольца $d\sigma = \frac{r_g}{\delta} dp$, получим:

$$\frac{dr_g}{r_g} = \frac{r_g}{\delta E} dp$$

и, следовательно, $dV = 2\pi r_g \frac{r_g}{\delta E} \cdot dp \cdot \delta x$. Пренебрегая бесконечно малыми второго порядка, можно записать изменение объема еще так: $dV = \alpha d\Delta_2$, где $d\Delta_2$ —осевая деформация элемента, вызванная расширением оболочки; приравнявая последние выражения и сокращая на $\omega = \pi r_g^2$, находим величину деформации элемента жидкости, вызванную расширением оболочки:

$$d\Delta_2 = \frac{2r_g}{\delta} \frac{dp}{E} \delta x.$$

Суммируя $d\Delta_1$ и $d\Delta_2$, приходим к общей деформации тонкого кольца диаметром $D = 2r_g$:

$$d\Delta = \left(\frac{1}{E_g} + \frac{D}{\delta E} \right) \delta x dp.$$

Если теперь полученному выражению придать вид

$$d\Delta = \delta x \frac{dp}{K},$$

т. е. обусловить суммарную деформацию некоторым модулем упругости K , то сравнивая с написанными выше выражениями, найдем для указанного приведенного модуля, соответствующего тонкой трубе, опертой свободно по концам:

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{E_s} + \frac{D}{\delta E}. \quad (7)$$

Введем следующую замену:

$$\frac{K}{\rho} = a^2, \quad (8)$$

причем a [м/сек] представляет собой скорость распространения упругой волны вдоль трубы, наполненной жидкостью.

После подстановки (6), записанного в виде $\frac{1}{K} \frac{\partial p}{\partial t} = \frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial t}$, в уравнение (5) последнее перейдет в

$$\frac{\rho}{K} \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial \rho}{\partial x} v + \frac{\partial v}{\partial x} \rho = 0.$$

Умножая полученное на $\frac{K}{\rho}$ и заменяя из (6) $\frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial x} = \frac{1}{K} \frac{\partial p}{\partial x}$, после подстановки уравнения (8) придем к

$$\rho a^2 \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial p}{\partial x} v + \frac{\partial p}{\partial t} = 0. \quad (9)$$

Уравнения (2) и (9) являются отправными в теории упругого гидравлического удара. В дальнейшем мы в указанных уравнениях будем подразумевать плотность жидкости, равную ее значению при статическом давлении, т. е. будем считать $\rho = \rho_0$.

3. Скорость распространения волны удара

Выражение (7), приведенное в предыдущем параграфе, можно еще представить так:

$$\frac{1}{a^2} = \frac{1}{a_1^2} + \frac{1}{a_2^2}. \quad (10)$$

В таком виде формула скорости была дана Кортвегом (1878 г.) для распространения звука в органичных трубах и Н. Е. Жуковским для явления гидравлического удара в трубах. Величина a_1 определяет скорость распространения упругих колебаний в жидкости:

$$a_1^2 = \frac{E_g g}{\gamma},$$

а a_2 представляет скорость распространения продольных упругих волн в материале свободно опертой по концам трубы:

$$a_2^2 = \frac{\delta E}{D} \cdot \frac{g}{\gamma}.$$

Таким образом, при отсутствии торцевого закрепления для тонкостенной трубы в результате подстановки в (10) выражений для a_1 и a_2 можно получить следующую формулу скорости распространения волны удара:

$$a = \frac{\sqrt{\frac{E_g g}{\gamma}}}{\sqrt{1 + \frac{E_g D}{E_g \delta}}}. \quad (11)$$

Значения входящих в (11) физических констант, т. е. E_g —модуля объемной упругости воды (кг/см^2), $E_g \frac{g}{\gamma}$ —кинематического модуля объемной упругости ($\text{м}^2/\text{сек}^2$), а также значения $a_1 = \sqrt{\frac{E_g g}{\gamma}}$ (м/сек), приводятся в табл. 1 (см. также „Гидравлическое моделирование“, Госэнергоиздат, 1947, стр. 84).

Для небольших давлений (1—25 *ати*) и температуры (10°) можно принимать среднее значение

$$a_1 = 1435 \text{ м/сек.}$$

При расчетах удара, особенно для высоких напоров, следует учитывать возможные различные значения a_0 и, в частности, работу ГЭС при повышенных температурах воды, следствием чего будет, как видно из табл. 1, увеличение a_1 . В ответственных случаях рекомендуется принимать разные значения a_1 для различных участков трубопровода в соответствии со статическим напором

Таблица 1

Значения модуля объемной упругости и скорости распространения волн в воде

Давление, кг/см ²	Температура, °С	E_v , кг/см ²	$E_v \frac{g}{\gamma}$, м ² /сек ²	$a_1 = \sqrt{\frac{E_v g}{\gamma}}$, м/сек
1—25	0	19 682	19 685 · 10 ⁶	1 403
	10	20 664	20 667	1 438
	20	21 046	21 088	1 459
25—50	0	20 023	20 026	1 430
	10	21 005	20 988	1 448
	20	21 707	21 750	1 476
100—200	0	21 005	20 988	1 448
	10	22 410	22 411	1 497
	20	23 371	23 414	1 532

на данном участке при наивысшей эксплуатационной температуре.

Значение $\frac{E_v}{E}$, входящее в формулу (11), для трубопроводов из однородного материала может быть получено из табл. 2.

Таблица 2

Значения $\frac{E_v}{E}$ для труб из различных материалов

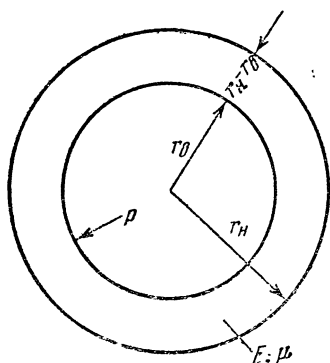
Материал	Давление, <i>ати</i>								
	1—25			25—50			100—200		
	Температура, градусы								
	0	10	20	0	10	20	0	10	20
Стальной трубопровод, $E = 2,1 \times 10^6$ кг/см ²	1/107	1/101,7	1/99,8	1/103,7	1/100	1/96,7	1/100	1/93,7	1/89,9
Чугунный трубопровод $E = 0,9 \times 10^6$ кг/см ²	1/45,7	1/44,5	1/42,7	1/44,5	1/42,8	1/41,4	1/43	1/40,1	1/38,5
Железобетонный трубопровод $E = 0,21 \cdot 10^6$ кг/см ²	1/10,7	1/10,2	1/10,0	1/10,4	1/10,0	1/9,7	1/10,0	1/9,4	1/9,0

Для стального трубопровода можно принять среднее значение $\frac{E_v}{E} = 1/100$ и формулу скорости распростране-

ния волны удара в тонких стальных трубах (11) представить так:

$$a = \frac{1.435}{\sqrt{1 + \frac{D}{\delta}}} \quad (12)$$

В данной формуле D —внутренний диаметр (м) и δ —толщина стенки трубы (см). Формула эта может применяться для большинства



Фиг. 3. Схема толстостенной изотропной трубы. Труба, как и на фиг. 4—5, может быть свободно опертой или закрепленной по торцам. Материал трубы не имеет трещин.

технических расчетов металлических труб, для которых отношение толщины стенки к диаметру будет менее $1/20$. В табл. 3 приводится подсчет скорости распространения волны по формуле (12).

Для определения скорости распространения волны в случае толстостенной трубы из однородного материала, т. е. при отношении толщины стенки к диаметру более $1/20$, можно поступить следующим образом: найдем значение некоторой толщины „тонкой“ трубы, при которой деформация ее будет

равна деформации действительной, т. е. толстостенной, трубы. Для тонкой трубы деформация будет

$$\frac{\Delta r_g}{r_g} = \frac{\Delta p \cdot r_g}{\delta E} \quad (13)$$

Что же касается толстостенной изотропной трубы, не закрепленной в торцах, то деформация ее, по Ламе, составляет (обозначения см. фиг. 3):

$$\frac{\Delta r_g}{r_g} = \frac{\Delta p}{E} \left(\frac{r_n^2 + r_g^2}{r_n^2 - r_g^2} + \mu \right), \quad (13')$$

здесь μ —коэффициент Пуассона материала трубы.

В случае если концы трубы закреплены, деформация уменьшится и составит

$$\frac{\Delta r_g}{r_g} = \frac{\Delta p \cdot (1 + \mu)}{E} \cdot \frac{(1 - 2\mu) r_g^2 + r_n^2}{r_n^2 - r_g^2} \quad (13'')$$

Таблица 3

Скорость распространения волны гидравлического удара $m/сек$ в тонкостенных металлических трубопроводах [формула (12)]

D мм δ мм	450	500	550	600	650	700	750	800	850	900	950	1 000	1 100	1 200	1 300
	4	984	957	933	908	885	865	846	828	811	—	—	—	—	—
6	1 085	1 060	1 036	1 015	994	975	957	939	922	908	893	878	852	828	806
8	1 148	1 125	1 105	1 085	1 066	1 047	1 032	1 116	999	984	970	957	931	907	885
10	1 192	1 172	1 152	1 135	1 118	1 101	1 085	1 071	1 058	1 042	1 029	1 015	990	968	947
12	—	—	—	1 172	1 155	1 140	1 126	1 113	1 099	1 085	1 072	1 060	1 037	1 015	994
14	—	—	—	—	1 186	1 172	1 158	1 145	1 132	1 119	1 107	1 096	1 075	1 054	1 034
16	—	—	—	—	—	—	1 183	1 171	1 156	1 146	1 136	1 125	1 105	1 085	1 066
18	—	—	—	—	—	—	—	1 194	1 183	1 172	1 162	1 151	1 131	1 112	1 094
20	—	—	—	—	—	—	—	—	1 203	1 192	1 182	1 172	1 152	1 133	1 115
22	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1 210	1 199	1 189	1 172	1 154	1 138
24	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1 215	1 206	1 188	1 171	1 155
26	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1 229	1 220	1 203	1 187	1 172
28	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1 233	1 217	1 201	1 186
30	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1 243	1 227	1 212	1 198
35	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1 253	1 239	1 226
40	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1 259	1 247
45	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1 266
50	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—

D мм \varnothing мм	1 400	1 500	1 600	1 700	1 800	1 900	2 000	2 100	2 200	2 300	2 400	2 500	2 600	2 700	2 800
4	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
6	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
8	865	847	829	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
10	928	907	890	873	856	843	829	—	—	—	—	—	—	—	—
12	974	957	940	923	907	892	878	865	852	840	829	818	—	—	—
14	1 015	997	980	964	949	935	921	907	894	882	871	860	849	839	829
16	1 048	1 031	1 015	1 000	986	970	957	944	931	919	907	896	885	875	865
18	1 077	1 061	1 045	1 029	1 015	1 001	987	974	962	951	940	929	918	907	898
20	1 098	1 084	1 069	1 055	1 042	1 029	1 016	1 004	992	981	970	959	948	938	929
22	1 122	1 106	1 092	1 078	1 065	1 052	1 039	1 026	1 015	1 003	992	982	972	963	954
24	1 140	1 125	1 111	1 098	1 085	1 072	1 060	1 048	1 037	1 026	1 015	1 005	995	985	976
26	1 157	1 143	1 129	1 116	1 103	1 090	1 078	1 066	1 055	1 045	1 035	1 025	1 015	1 005	996
28	1 172	1 158	1 145	1 133	1 121	1 110	1 099	1 088	1 077	1 066	1 055	1 044	1 035	1 024	1 014
30	1 185	1 172	1 160	1 148	1 136	1 124	1 113	1 102	1 091	1 080	1 070	1 060	1 050	1 040	1 031
35	1 213	1 201	1 189	1 177	1 166	1 155	1 144	1 134	1 124	1 114	1 105	1 096	1 087	1 078	1 070
40	1 236	1 225	1 214	1 203	1 192	1 182	1 172	1 162	1 153	1 145	1 136	1 127	1 118	1 109	1 101
45	1 256	1 246	1 236	1 226	1 216	1 206	1 196	1 187	1 178	1 168	1 160	1 151	1 142	1 134	1 126
50	1 270	1 260	1 250	1 241	1 232	1 223	1 214	1 206	1 198	1 190	1 182	1 174	1 166	1 158	1 150

δ мм \ D мм														
	2 900	3 000	3 200	3 400	3 600	3 800	4 000	4 200	4 400	4 600	4 800	5 000	5 500	6 000
4	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
6	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
8	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
10	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
12	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
14	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
16	855	845	829	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
18	888	879	861	844	829	—	—	—	—	—	—	—	—	—
20	919	909	891	874	858	844	829	—	—	—	—	—	—	—
22	945	937	918	900	883	867	853	840	827	—	—	—	—	—
24	967	956	938	922	907	893	878	865	851	841	829	—	—	—
26	987	978	960	943	928	914	901	888	875	862	850	839	—	—
28	1 005	996	979	963	948	933	919	906	894	882	871	860	834	—
30	1 023	1 015	999	984	970	956	942	929	916	903	890	878	852	829
35	1 062	1 054	1 039	1 024	1 009	995	981	967	954	942	931	921	895	871
40	1 093	1 085	1 070	1 055	1 041	1 027	1 014	1 002	990	979	968	957	931	907
45	1 118	1 110	1 095	1 081	1 068	1 055	1 043	1 031	1 020	1 009	998	987	963	940
50	1 142	1 136	1 121	1 106	1 092	1 079	1 067	1 056	1 045	1 035	1 025	1 015	990	967

Таблица значений поправочных коэффициентов φ_1 [формула (14)] для учета влияния толщины оболочки и φ_0 [формула (16)] для учета закрепления торцов трубопровода

Коэффициент Пуассона	$(r_H - r_B) : r_B$													
	0	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,40	0,50	0,75
1. Коэффициент φ_1														
0,30 (металл)	1,000	1,008	1,017	1,024	1,032	1,040	1,082	1,125	1,169	1,213	—	—	—	—
0,25	1,000	1,007	1,015	1,022	1,030	1,037	1,077	1,117	1,159	1,200	1,244	1,333	1,425	1,664
0,20	1,000	1,007	1,014	1,021	1,028	1,035	1,077	1,110	1,149	1,188	1,229	1,313	1,400	1,627
0,167 (бетон)	1,000	1,006	1,013	1,020	1,025	1,033	1,069	1,105	1,142	1,181	1,219	1,300	1,383	1,602
2. Коэффициент φ_0														
0,30 (металл)	0,910	0,910	0,912	0,915	0,916	0,916	0,921	0,926	0,930	0,935	—	—	—	—
0,25	0,937	0,937	0,938	0,940	0,941	0,942	0,944	0,949	0,951	0,954	0,957	0,962	0,965	0,969
0,20	0,960	0,960	0,961	0,961	0,962	0,963	0,965	0,967	0,968	0,970	0,972	0,974	0,976	0,981
0,167 (бетон)	0,972	0,973	0,974	0,975	0,976	0,976	0,977	0,977	0,978	0,980	0,981	0,982	0,984	0,987

Приравнивая величину относительной деформации для толстостенного и тонкого трубопроводов, получим значение расчетной толщины стенки трубы в формуле (11):

$$\delta = \frac{r_n - r_b}{\varphi_1}, \quad (14)$$

где значение

$$\varphi_1 = \frac{r_n - r_b}{r_b} \left(\frac{r_n^2 + r_b^2}{r_n^2 - r_b^2} + \mu \right).$$

В дальнейшем мы будем пользоваться выражением, аналогичным (14), для определения расчетной толщины стенок и других случаев, т. е.

$$\delta = \frac{r_n - r_b}{\varphi}, \quad (15)$$

причем значение поправочного коэффициента $\varphi = \varphi_0 \cdot \varphi_1 \cdot \varphi_2 \dots$ будет включать влияние различных факторов (см. ниже). Что касается значений коэффициента φ_1 , то они приводятся в табл. 4а (вычислены на логарифмической линейке, как и в остальных таблицах).

В случае, если трубопровод является закрепленным в концах, то как можно видеть из сравнения значений деформаций по формулам (13') и (13''), значение $r_n - r_b$ в формуле (14) следует разделить на коэффициент

$$\varphi_0 = \frac{1 + \left(\frac{r_b}{r_n}\right)^2 \cdot (1 - 2\mu)}{1 + \left(\frac{r_b}{r_n}\right)^2 \cdot \frac{1 - \mu}{1 + \mu}}. \quad (16)$$

При $\frac{r_b}{r_n} \rightarrow 1$, т. е. для тонкой трубы,

$$\varphi_0 = 1 - \mu^2. \quad (16')$$

Значения φ_0 приведены в табл. 4а.

Ниже приводятся без выводов результативные выражения, служащие для определения приведенной толщины оболочки трубопровода из различного материала [Л. 19]. По приведенной толщине однородной тонкостенной трубы из формулы (11) определяется скорость распространения ударной волны.

Для общности все формулы приведены к выражению (15).

1. Тонкостенная изотропная труба (фиг. 3).
 $D = 2r_b$ — внутренний диаметр,
 E — модуль упругости материала действительной трубы.

а) При свободно опертых концах расчетная толщина δ равна действительной толщине оболочки:

$$\delta = r_n - r_b. \quad (17)$$

б) В случае закрепленной трубы

$$\delta = \frac{r_n - r_b}{\varphi_0}, \quad (17')$$

где $\varphi_0 = 1 - \mu^2$ [см. (16')]. Для учета влияния конструктивных элементов, повышающих жесткость оболочки, следует значение δ увеличить; если G — вес трубы на участке длиной l , то расчетная толщина будет

$$\delta = \frac{G}{\pi (r_n + r_b) \gamma_m l}, \quad (17'')$$

где γ_m — объемный вес металла.

2. Толстостенная труба из изотропного металла (фиг. 3).

E — модуль упругости материала трубы.

а) При свободно опертых концах толщина определяется по формуле (14); значение φ_1 находится по табл. 4а.

б) При закрепленных концах

$$\delta = \frac{r_n - r_b}{\varphi_1 \varphi_0}, \quad (18)$$

причем φ_0 определяется по табл. 4а.

Как можно видеть из табл. 4а, уже при $\frac{r_n - r_b}{r_b} < 0,05$ величина поправочного коэффициента φ_1 настолько мало отличается от 1, что вводить ее в расчет не следует. При $\sigma_{дон} = 1000 \text{ кг/см}^2$ это условие соответствует расчетному давлению $> 40 \text{ кг/см}^2$ или статическому давлению порядка 30 кг/см^2 .

Пример 1. Пусть необходимо определить скорость распространения волны удара в бетонной трубе; давление при ударе находится в пределах $< 25 \text{ ати}$, температура 20° , наружный ра-

днус трубы $r_n = 1,50$ м, внутренний $r_b = 1,00$ м, т. е. $D = 2r_b = 2$ м, модуль упругости бетона, принимаемый при определении деформаций, равен $210\,000$ кг/см², коэффициент Пуассона $\mu = 0,167$;

Из табл. 1 определим вначале значение $a_1 = 1459$ м/сек; далее, из табл. 2 находим $\frac{E_b}{E} = 1/10$. Теперь по формуле (14)

можно определить значение эквивалентной толщины тонкой трубы, т. е. $\delta = \frac{r_n - r_b}{\varphi_1}$, причем по табл. 4а для $\frac{r_n - r_b}{r_b} = \frac{1,5 - 1,0}{1,0} = 0,5$ значение $\varphi_1 = 1,383$. Таким образом, расчетное

значение $\delta = \frac{1,5 - 1,0}{1,383} = 0,361$ м, а скорость распространения ударной волны по формуле (11) будет

$$a = \frac{a_1}{\sqrt{1 + \frac{E_b}{E} \cdot \frac{D}{\delta}}} = \frac{1\,459}{\sqrt{1 + \frac{1}{10} \cdot \frac{2}{0,361}}} = 1\,167 \text{ м/сек.}$$

Если бы данная труба рассчитывалась по формуле тонкого кольца, то значение $\delta = r_n - r_b = 1,5 - 1,0 = 0,5$ м и $a =$

$$= \frac{1\,459}{\sqrt{1 + \frac{1}{10} \cdot \frac{2}{0,5}}} = 1\,230 \text{ м/сек.}$$

Таким образом, расчет по формуле толстого кольца отвечает большей податливости, а следовательно, меньшей скорости волны.

Пример 2. Если труба будет закреплена по своим концам (как правило, толстостенные трубы следует считать закрепленными), то из табл. 4а при $\frac{r_n - r_b}{r_b} = \frac{1,5 - 1,0}{1,0} = 0,5$ и $\mu = 0,167$ значение $\varphi_0 = 0,984$, откуда [формула (18)]

$$\delta = \frac{r_n - r_b}{\varphi_{1\varphi_0}} = \frac{1,5 - 1,0}{1,383 \cdot 0,984} = 0,367 \text{ м}$$

и

$$a = \frac{1\,459}{\sqrt{1 + \frac{1}{10} \cdot \frac{2}{0,367}}} = 1\,172 \text{ м/сек,}$$

что весьма мало отличается от скорости при свободно опертой трубе.

3. Необлицованная штольня в массиве с внутренним радиусом r_b , модулем упругости E_c коэффициентом Пуассона μ_c .

Расчетная толщина „трубы“, обладающей свойствами скалы

$$\delta = \frac{r_a}{1 + \mu_c}. \quad (19)$$

Толщина эквивалентной бетонной стенки, имеющей ту же скорость распространения волны, что и выше, составит:

$$\delta = \frac{r_a}{1 + \mu_c} \cdot n_{c, \sigma}, \quad (19')$$

где

$$n_{c, \sigma} = \frac{E_c}{E_b}.$$

4. Толстостенный железобетонный трубопровод, закрепленный в торцах (фиг. 4).

Расчетная толщина стенки в формуле (11)

$$\delta = \frac{r_n - r_a}{\varphi_0 \varphi_1 \varphi_2}, \quad (20)$$

где φ_0 и φ_1 определяются по табл. 4а;

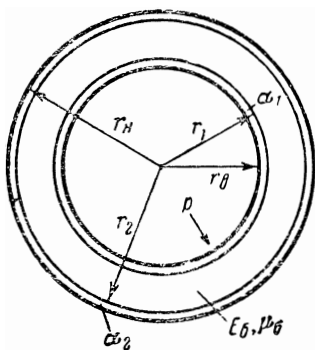
$$\varphi_2 = \frac{1}{1 + \frac{n_{ж, б} \cdot r_0}{1 - \alpha} \left(\frac{\alpha_1}{r_1} + \frac{\alpha_2}{r_2} \right)}.$$

В приведенном выражении:

α_1 — доля насыщения (по объему) внутренней арматуры; α_2 — то же, наружной арматуры, т. е. $\alpha = \alpha_1 + \alpha_2$, а

$$r_0 = \frac{r_n + r_a}{2}.$$

Фиг. 4. Сечение железобетонного трубопровода. α_1 и α_2 — проценты насыщения арматуры при радиусах r_1 и r_2 ; материал трубы не имеет трещин (как и на фиг. 5—7).



Приближенные значения φ_2 определяются по табл. 4б, вычисленной для симметричного распределения арматуры, т. е.

$$\alpha_1 = \alpha_2 = \frac{\alpha}{2}.$$

Приближенные значения поправочного коэффициента φ_2 для учета общего армирования

$100 \cdot \alpha =$	0,5	0,6	0,75	1,0	1,25	1,5%
$\varphi_2 =$	0,952	0,944	0,930	0,909	0,889	0,870

Вычисление в табл. 4б выполнено по приближенной формуле

$$\varphi_2 = \frac{1}{1 + \alpha n_{ж.б}},$$

где

$$n_{ж.б} = \frac{E_m}{E_b} = 10.$$

Пример 3. В предыдущем примере положим общий процент армирования равным 1,5, т. е. $\alpha = 0,015$, причем радиус внутренней арматуры $r_1 = 1,05$ м при $\alpha_1 = 0,010$, а наружной $r_2 = 1,45$ м при $\alpha_2 = 0,05$. Значение $n_{ж.б} = \frac{E_m}{E_b} = 10$. Средний радиус оболочки

$$r_0 = \frac{r_n + r_v}{2} = \frac{1,5 + 1,0}{2} = 1,25 \text{ м.}$$

Определим коэффициент φ_2 :

$$\varphi_2 = \frac{1}{1 + \frac{10 \cdot 1,25}{1 - 0,015} \left(\frac{0,010}{1,05} + \frac{0,005}{1,45} \right)} = 0,86$$

(приближенное значение φ_2 по табл. 4б равно 0,87). Приведенная толщина бетонной заделанной с обоих концов трубы будет составлять [формула (20)]:

$$\delta = \frac{r_n - r_v}{\varphi_0 \varphi_1 \varphi_2} = \frac{1,5 - 1,0}{0,984 \cdot 1,383 \cdot 0,86} = 0,427 \text{ м,}$$

а скорость распространения ударной волны [формула (11)] составит:

$$a = \frac{1459}{\sqrt{1 + \frac{1}{10} \cdot \frac{2}{0,427}}} = 1203 \text{ м/сек,}$$

т. е. на 2,6% больше, чем для бетонного неармированного трубопровода примера 2.

5а. Железобетонный трубопровод, закрепленный в торце, с внутренней металлической облойкой толщиной Δ (фиг. 5).

Предполагая, что бетон трубы не имеет трещин, получим значение толщины эквивалентной бетонной трубы:

$$\delta = \frac{r_n - r_b}{\varphi_0 \varphi_1 \varphi_2} + n_{ж,б} \Delta. \quad (21)$$

Здесь: $n_{ж,б} = \frac{E_m}{E_b}$; Δ — толщина оболочки; φ_0 , φ_1 и φ_2 даны в табл. 4а и 4б. Та же формула пригодна и для напряженно-армированной трубы.

Пример 4. Если металлическая обойма (рубашка) имеет толщину $\Delta = 2$ см (см. пример 3), то при $n_{ж,б} = 10$ расчетная толщина составит

$$\delta = 0,427 + 0,02 \cdot 10 = 0,627 \text{ м},$$

а следовательно, скорость распространения волны [формула (11)] будет:

$$a = \frac{1459}{\sqrt{1 + \frac{1}{10} \cdot \frac{2}{0,627}}} = 1269 \text{ м/сек},$$

что на 8,3% больше, чем для бетонного трубопровода в примере 2.

5б. Бетонный трубопровод, закрепленный в торцах, с внутренней железоторкретной оболочкой толщиной Δ_m (фиг. 5).

Предполагая, что бетон трубы не дал трещин, получим значение эквивалентной толщины бетонной трубы:

$$\delta = \frac{r_n - (r_b + \Delta_m)}{\varphi_0 \varphi_1} + n_{m,б} \Delta_m. \quad (22)$$

Значение $n_{m,б} = \frac{E_m}{E_b} \approx 2$; величины φ_0 и φ_1 берутся согласно табл. 4а.

5в. Железобетонный трубопровод, закрепленный в торцах, с внутренней железоторкретной оболочкой толщиной Δ_m .

При тех же предпосылках, что и в пп. 5а и 5б, толщина эквивалентной бетонной трубы будет:

$$\delta = \frac{r_n - (r_b + \Delta_m)}{\varphi_0 \varphi_1 \varphi_2} + n_{m,б} \Delta_m. \quad (23)$$

Значения φ_0 , φ_1 и φ_2 берутся согласно табл. 4а и 4б.

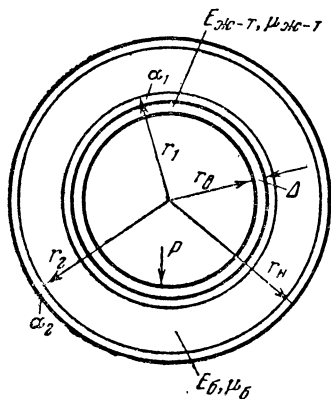
Пример 5. Если $\Delta_m = 8$ см (см. пример 4), то для случая железобетонной трубы получим приведенную толщину оболочки по формуле (23)

$$\delta = \frac{1,5 - (1,0 + 0,08)}{0,984 \cdot 1,383 \cdot 0,86} + 2 \cdot 0,08 = 0,518 \text{ м.}$$

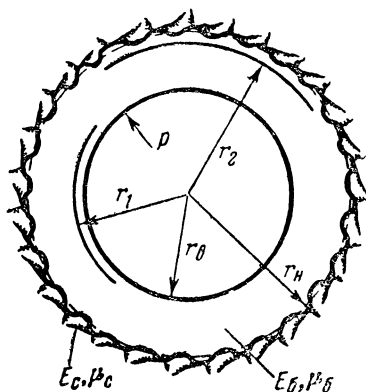
В случае бетонной трубы (п. 5б) по формуле (22)

$$\delta = \frac{1,5 - (1,0 + 0,08)}{0,984 \cdot 1,386} + 2 \cdot 0,08 = 0,468 \text{ м.}$$

6а. Напорный туннель в скале с железобетонной облицовкой (фиг. 6).



Фиг. 5. Сечение железобетонного трубопровода с внутренней металлической или железоторкретной оболочкой толщиной Δ .



Фиг. 6. Схема сечения напорного туннеля с железобетонной облицовкой. Коэффициент упругого отпора породы

$$k = \frac{E_c}{r_H (1 + \mu_c)} \text{ т/м}^3, \text{ или кг/см}^3.$$

Модуль упругости скалы — E_c ; коэффициент Пуассона — μ_c ; доля армирования облицовки по объему — a . В этом случае расчетная толщина приведенной бетонной трубы, для которой скорость распространения удара такая же, как и для туннеля (здесь $\varphi_0 = 1$), определится из выражения

$$\delta = \frac{r_H - r_0}{\varphi_1 \varphi_2 \varphi_3}, \quad (24)$$

где

$$\varphi_3 = 1 - \frac{r_H^2}{r_\sigma r_0 \varphi_1 \left[1 + \frac{r_0}{r_\sigma} \cdot \frac{r_H - r_\sigma}{r_\sigma} \left(\frac{1 + \mu_c}{n_{c,\sigma} \varphi_2} + 1 - \mu_\sigma \right) \right]}$$

Значения φ_1 и φ_2 берутся по табл. 4а и 4б. Модуль упругости скалы может быть заменен коэффициентом упругого отпора $k = \frac{E_c}{r_H(1 + \mu_c)}$ кг/см², определяемым обычно опытным путем или по литературным данным.

Пример 6. Туннель имеет следующие характеристики: $r_\sigma = 1,0$ м, $r_H = 1,5$ м, средний радиус $r_0 = \frac{r_H + r_\sigma}{2} = 1,25$ м, доля армирования $\alpha = 0,015$ (1,5%), модуль упругости скалы $E_c = 105\,000$ кг/см², или $n_{c,\sigma} = 105\,000/210\,000 = 0,5$ ($\mu_c = 0,30$). Коэффициент упругого отпора

$$k = \frac{105\,000}{150(1 + 0,30)} = 538 \text{ кг/см}^2,$$

что соответствует крепкой скале с цементацией за облицовкой.

Значения коэффициентов: $\varphi_1 = 1,383$ (поправка на толстостенность — см. пример 2); $\varphi_2 = 0,860$ (поправка на армирование — пример 3);

$$\varphi_3 = 1 - \frac{1,5^2}{1,0 \cdot 1,25 \cdot 1,383 \left[1 + \frac{1,25}{1,0} \cdot \frac{1,5 - 1,0}{1,0} \left(\frac{1 + 0,3}{0,5 \cdot 0,860} + 1 - 0,167 \right) \right]} = 0,619$$

и, следовательно, приведенная толщина бетонной трубы будет

$$\delta = \frac{1,5 - 1,0}{1,383 \cdot 0,860 \cdot 0,619} = 0,679 \text{ м.}$$

Влияние упругого отпора породы, таким образом, увеличивает жесткость оболочки, и скорость распространения волны возрастает в данном примере до $a = \frac{1459}{\sqrt{1 + \frac{1}{10} \cdot \frac{2}{0,679}}} = 1281$ м/сек

против 1203 м/сек, соответствующей железобетонной оболочке без учета отпора породы (пример 3), т. е. будет на 6,5% больше.

Если сравнить полученную скорость с той, которая имела бы место при необлицованной штольне [формула (19)], то при

$$n_{c,\sigma} = \frac{E_c}{E_\sigma} = 0,5$$

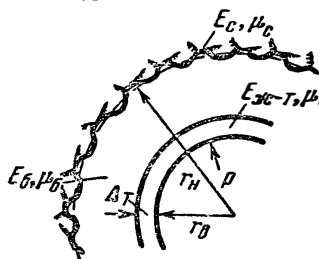
$$\delta = \frac{1,0}{1 + 0,30} \cdot 0,5 = 0,385 \text{ м,}$$

чему соответствует скорость ударной волны

$$a = \frac{1459}{\sqrt{1 + \frac{1}{10} \cdot \frac{2}{0,385}}} = 1184 \text{ м/сек.}$$

Приходим к выводу, что влияние железобетонной облицовки сказывается на увеличении скорости распространения ударной волны в данном примере на 8,2%.

6б. Напорный туннель с бетонной облицовкой при внутреннем железоторкретном слое (фиг. 7).



Фиг. 7. Схема сечения напорного туннеля с комбинированной облицовкой (железо-торкрет и бетон).

Аналогично п. 5б, поскольку $\varphi_0 = \varphi_2 = 1$, следует, что расчетная приведенная толщина бетонной трубы будет

$$\delta = \left[\frac{r_n - (r_b + \Delta_m)}{\varphi_1} + n_{m,\sigma} \Delta_m \right] \frac{1}{\varphi_3}. \quad (25)$$

Значения φ_1 могут быть взяты из табл. 4а; φ_3 — из формулы (24).

Пример 7. Рассмотрим туннель с размерами, указанными в примере 5, но при толщине железоторкретного кольца $\Delta_m = 8 \text{ см}$. Тогда, поскольку $\varphi_2 = 1$,

$$\varphi_3 = 1 - \frac{1,5^2}{1,0 \cdot 1,25 \cdot 1,383 \left[1 + \frac{1,25}{1,0} \frac{1,5 - 1,0}{1,0} \left(\frac{1 + 0,3}{0,5} + 1 - 0,167 \right) \right]} = 0,586.$$

и, следовательно, расчетная приведенная толщина бетонной трубы [формула (25)] будет

$$\delta = \left[\frac{1,5 - (1,0 + 0,08)}{1,383} + 2 \cdot 0,08 \right] \frac{1}{0,586} = 0,791 \text{ м,}$$

а скорость распространения волны

$$a = \frac{1459}{\sqrt{1 + \frac{1}{10} \cdot \frac{2}{0,791}}} = 1300 \text{ м/сек,}$$

или на 1,5% выше, чем для туннеля с железобетонной облицовкой общей толщиной $r_n - r_b = 0,5 \text{ м}$.

7. Бандажированный металлический трубопровод (фиг. 8,1).

Эквивалентная толщина тонкого металлического трубопровода, для которого скорость распространения ударной волны будет такой же, как для и рассматриваемого

$$\delta = \delta_{np} \psi_{.n}, \quad (26)$$

где

$$\delta_{np} = t + \frac{f}{l}$$

и

$$\psi_{.n} = \frac{1}{1 + \frac{\pi}{60} \frac{f}{\omega} \left(\frac{l}{t}\right)^3}.$$

Пример 8. При расстоянии между бандажами $l = 12$ см, сечении бандажей $f = 3$ см (высота) $\times 5$ см (ширина) = 15 см², толщине металлической оболочки $t = 2$ см и диаметре трубы $D = 130$ см ($r_g = 65$ см, $\omega = 3,14 \cdot 65^2 = 13\,200$ см²) получим эквивалентную толщину металлического трубопровода:

$$\delta_{np} = 2 + \frac{15}{12} = 3,25 \text{ см.}$$

По отношениям $\frac{l}{t} = 6$ и $\frac{f}{\omega} = \frac{15}{13\,280}$ найдем поправочный коэффициент $\psi_{.n}$:

$$\psi_{.n} = \frac{1}{1 + \frac{3,14}{60} \cdot \frac{15}{13\,280} \cdot \left(\frac{12}{2}\right)^3} = 0,99 \text{ и, следовательно,}$$

$\delta = 0,99 \cdot 3,25 = 3,21$ см. Для трубопровода, работающего под давлением в пределах 25—50 атм при $t = 20^\circ$, значение $a_1 = 1\,476$ м/сек (табл. 1) и $\frac{E_g}{E} = 1/96,7$ (табл. 2), а следовательно, скорость распространения ударной волны

$$a = \frac{1\,476}{\sqrt{1 + \frac{1}{96,7} \cdot \frac{130}{3,21}}} = 1\,239 \text{ м/сек.}$$

8. Деревянный трубопровод (фиг. 8,2).

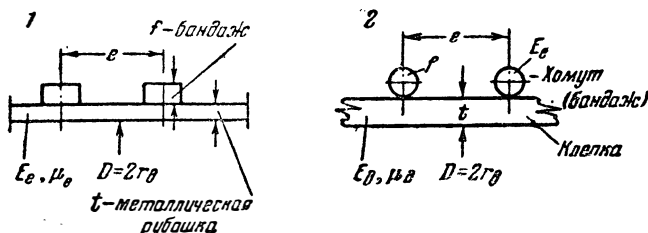
Эквивалентная толщина металлического трубопровода

$$\delta = \frac{f}{l} \psi_{\delta}, \quad (27)$$

где $f = \frac{\pi d^2}{4}$ — сечение одного бандажа и

$$\psi_{\partial} = \frac{1}{1 + n_{ж, \partial} \frac{\pi}{60} \left(\frac{d}{D}\right)^2 \left(\frac{l}{t}\right)^3}$$

В данной формуле не учитывается обычно незначительное уменьшение скорости a , вызванное фильтрацией воды через клепку, усиливающейся во время



Фиг. 8. Схема бандажированного трубопровода.

1 — металлический трубопровод; 2 — деревянный трубопровод.

удара. Вмещение бандажей также не учитывается, поскольку оно находится в зоне пластических деформаций материала клепки. Здесь: $n_{ж, \partial} = \frac{E_m}{E_{\partial}}$; при мокром лесе можно принимать $E_{\partial} = 80000 \text{ кг/см}^2$.

В табл. 4в приводятся значения коэффициента ψ_{∂} в формуле (27).

Пример 9. Для деревянного непрерывного трубопровода внутренним диаметром $D = 130 \text{ см}$, расстоянием между бандажами $l = 20 \text{ см}$, толщиной клепки $t = 4,0 \text{ см}$ ($\frac{l}{t} = 5,0$), диаметром бандажей $d = 2 \text{ см}$ ($f = \frac{\pi d^2}{4} = 3,14 \text{ см}^2$) и при $n_{ж, \partial} = \frac{E_m}{E_{\partial}} = \frac{2100000}{80000} = 26,2$, по табл. 4в получаем $\psi_{\partial} = 0,96$. Толщина эквивалентной металлической трубы найдется по формуле (27):

$$\delta = \frac{3,14}{20} \cdot 0,96 = 0,151 \text{ см}$$

Значения ϕ_0 в формуле (27) для определения приведенной к металлу толщины стенки деревянного непрерывного трубопровода

$\frac{d}{D} \backslash \frac{l}{t}$	10	9	8	7	6	5	4	3	2
0,005	0,968	0,975	0,983	0,988	0,992	—	—	—	—
0,006	0,954	0,964	0,974	0,982	0,989	—	—	—	—
0,007	0,936	0,954	0,967	0,974	0,986	—	—	—	—
0,008	0,920	0,941	0,956	0,966	0,981	0,988	—	—	—
0,009	0,890	0,925	0,946	0,959	0,977	0,986	—	—	—
0,010	0,879	0,909	0,933	0,949	0,972	0,983	0,992	—	—
0,0125	0,824	0,890	0,917	0,923	0,956	0,974	0,986	0,994	—
0,0150	0,764	0,816	0,864	0,891	0,937	0,963	0,982	0,992	—
0,0175	0,704	0,765	0,823	0,859	0,916	0,950	0,973	0,988	—
0,0200	0,646	0,714	0,780	0,822	0,894	0,936	0,964	0,982	—
0,0250	0,536	0,615	0,694	0,748	0,844	0,902	0,947	0,977	0,992
0,0300	0,447	0,526	0,612	0,674	0,790	0,868	0,927	0,967	0,988
0,0400	0,313	0,385	0,471	0,538	0,678	0,785	0,876	0,946	0,980

и скорость распространения волны (давление 1—25 *атм*, $t = 20^\circ$
 $a_1 = 1459$ м/сек по табл. 1, $\frac{E_g}{E} = 1/99,8$ по табл. 2) определится по формуле (11):

$$a = \frac{1459}{\sqrt{1 + \frac{1}{99,8} \cdot \frac{130}{0,151}}} = 471 \text{ м/сек.}$$

4. Общий интеграл и его интерпретация

Мы будем рассматривать горизонтальный трубопровод; в таком случае $i_0 = 0$ и $y = H$, и тогда основные дифференциальные уравнения гидравлического удара (2) и (9) смогут быть переписаны так:

$$g \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial t} + v \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\lambda v^2}{2D} = 0 \quad (28)$$

и

$$\frac{a^2 \partial v}{g \partial x} + \frac{\partial H}{\partial t} + v \frac{\partial H}{\partial x} = 0. \quad (29)$$

Следуя методу Жуковского, умножаем первое уравнение (28) на величину $\frac{a}{g}$ и складываем его со вторым (29), что после преобразований даст:

$$\frac{\partial}{\partial t} \left[H + \frac{av}{g} \right] = - (a + v) \frac{\partial}{\partial x} \left[H + \frac{av}{g} \right] - \frac{a}{g} \frac{\lambda v^3}{2D}. \quad (30)$$

Далее, умножая первое уравнение (28) на $-\frac{a}{g}$ и складывая со вторым (29), получим:

$$\frac{\partial}{\partial t} \left[H - \frac{av}{g} \right] = (a - v) \frac{\partial}{\partial x} \left[H - \frac{av}{g} \right] + \frac{a}{g} \frac{\lambda v^2}{2D}. \quad (30')$$

Введем для сокращения письма обозначения (φ_0 и Φ_0 — произвольные постоянные):

$$H + \frac{av}{g} = \varphi + \varphi_0 \quad (31)$$

и

$$H - \frac{av}{g} = \Phi + \Phi_0, \quad (32)$$

которые представляют некоторые напоры, являющиеся в свою очередь функциями координат и времени. Поведение этих функций может быть выяснено из следующих рассуждений.

Из (30) и (30') следует, что

$$\frac{\partial \varphi}{\partial t} = - (a + v) \frac{\partial \varphi}{\partial x} - \frac{a \lambda v^3}{2gD}$$

и

$$\frac{\partial \Phi}{\partial t} = (a - v) \frac{\partial \Phi}{\partial x} + \frac{a \lambda v^2}{2gD}.$$

Раскроем теперь значения

$$d\varphi = \frac{\partial \varphi}{\partial x} \cdot dx + \frac{\partial \varphi}{\partial t} dt,$$

а также

$$d\Phi = \frac{\partial \Phi}{\partial x} dx + \frac{\partial \Phi}{\partial t} dt.$$

После подстановки в эти выражения значений частных производных φ и Φ от t и x (см. выше) и замены $\frac{\lambda v^2}{2gD} = i_p$ т. е. уклоном сопротивлений, соответствующим

местной мгновенной и средней по сечению скорости движения воды v , находим:

$$d\varphi = \frac{\partial \varphi}{\partial x} [dx - (a + v) dt] - i_f adt \quad (33)$$

и

$$d\Phi = \frac{\partial \Phi}{\partial x} [dx + (a - v) dt] + i_f adt. \quad (34)$$

Представим в начале, что величиной сопротивлений можно пренебречь, т. е. $i_f = 0$. В таком случае, для того чтобы φ было постоянным, необходимо, чтобы $d\varphi = 0$ и из (33) $dx - (a + v) dt = 0$, иными словами должно быть:

$$\frac{dx}{dt} = a + v. \quad (35)$$

Выражение (35) представляет уравнение характеристики в плоскости x, t и означает, что наблюдатель, перемещающийся вдоль трубопровода по направлению движения воды со скоростью $a + v$ „видит“ постоянное значение φ , т. е.

$$H + \frac{av}{g} = \text{const.}$$

Совершенно аналогично условие постоянства Φ , т. е. $d\Phi = 0$ согласно (34) требует, чтобы

$$dx + (a - v) dt = 0,$$

что означает

$$\frac{dx}{dt} = -(a - v). \quad (36)$$

Это в свою очередь приводит к выводу, что наблюдатель, движущийся вдоль трубопровода против течения воды со скоростью $a - v$ „видит“ (регистрирует) постоянное значение Φ , т. е.

$$H - \frac{av}{g} = \text{const.}$$

Напоры (функции) φ и Φ , таким образом, для случая отсутствия сопротивлений в свою очередь являются характеристиками в плоскости $H - v$, фронт

которых перемещается вдоль трубопровода во взаимно противоположных направлениях с относительной скоростью, равной скорости распространения волны удара a . При наличии сопротивлений, пренебрегая изменением последних за промежуток времени пробега волны, что равносильно условию $d(ai_f t) = ai_f dt$, поскольку по условию $di_f = 0$, получим, перенося в уравнениях (33) и (34) значения $ai_f dt$ влево:

$$d(\varphi + ai_f t) = \frac{\partial \varphi}{\partial x} [dx - (a + v) dt] \quad (33')$$

и

$$d(\Phi - ai_f t) = \frac{\partial \Phi}{\partial x} [dx + (a - v) dt]. \quad (34')$$

Таким образом, при наличии трения характеристиками уже явятся не значения $\varphi(x, t)$ и $\Phi(x, t)$, а значения напоров:

$$\varphi + ai_f t = \text{const} \quad (37)$$

и

$$\Phi - ai_f t = \text{const}, \quad (38)$$

также перемещающихся вдоль трубопровода с абсолютными скоростями $a + v$ и $a - v$ во взаимно противоположных направлениях. Вследствие того, однако, что и отмеченное условие $di_f = 0$, или $i_f = \text{const}$, является приближенным и может быть принято справедливым только для небольшого изменения скорости за рассматриваемый промежуток времени, выражения характеристик (37) и (38) также будут приближенными.

Для уяснения физической картины явления удара мы будем пока пренебрегать силами сопротивлений. Кроме того, будем считать значение v пренебрежимо малым по сравнению со скоростью распространения волны удара, что соответствует обычной практике гидроэлектростанций (§ 2). В таком случае будем иметь в виду, что Φ представляет волну давления (напора), перемещающуюся в направлении от источника возмущения со скоростью a (прямая волна) и φ — в направлении к возмущению (обратная волна). Единицей измерения (интервалом) времени нам будет служить „фаза“ удара, представляющая продолжительность пробега волны от начала данного участка напорного водовода до его конца и обратно. В общем случае, если длина

данного участка трубы будет l , то продолжительность фазы составит

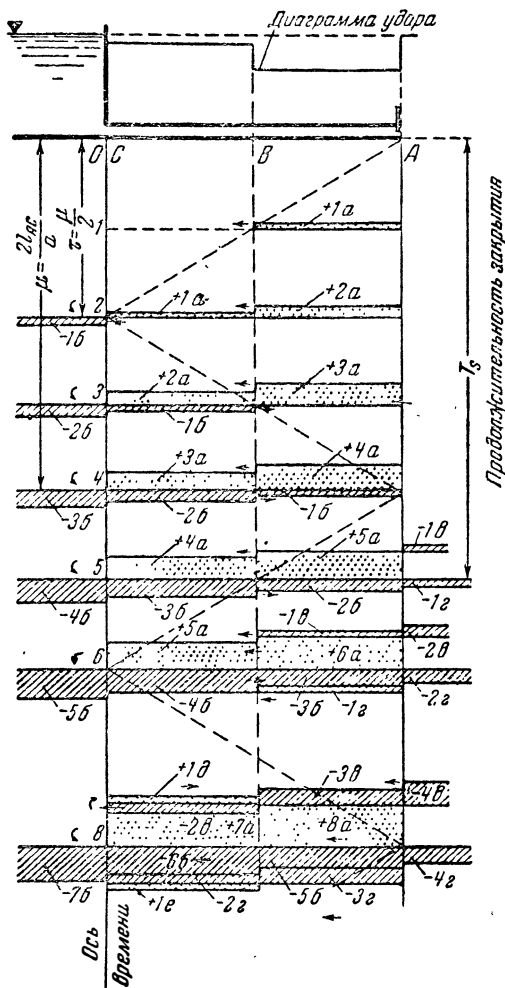
$$\mu_i = 2 \frac{l}{a};$$

индекс i соответствует номеру фазы и исчисляется от момента возникновения возмущения, так что переменные напор и скорость относятся к концу данной, т. е. i -товой фазы (в § 7 и ниже индекс i относится к номеру полуфазы).

Поскольку, как выше отмечено, мы будем пренебрегать разностью скоростей фронта характеристик в прямом и обратном направлениях, то для всех значений x , при которых для прямой волны значение $t - \frac{x}{a} = \text{const}$ (или при $\text{const} = 0$, $x = at$), значения Φ будут одинаковыми; соответственно одинаковыми будут значения φ для всех расстояний $x = -at$. В то время как перемещающийся вместе с волной со скоростью a наблюдатель не будет регистрировать никаких изменений в ее величине, наблюдатель, находящийся в неподвижной точке трубопровода, зафиксирует в каждый момент времени наложение волн φ и Φ , т. е. в конечном счете процесс будет периодическим с переменными по длине трубы и по времени амплитудой и фазой колебаний.

Для разъяснения приведенных выше рассуждений на фиг. 9 упрощенно представлен процесс, происходящий при изменении сечения задвижки в конце трубопровода, т. е. в узле A . Вся длина трубы $O-A$ разбита на два отрезка, каждый длиной l , в которых продолжительность перемещения ударной волны в одну сторону соответственно равна $\tau = \frac{l}{a}$ и является одинаковой. По ординате вниз отложено время, протекшее от начала маневра. Если для наглядности разделить непрерывный процесс на элементы, причем считать, что изменение скорости, а следовательно, и давления происходит скачкообразно в моменты τ , а также не принимать во внимание побочных явлений, например отражения волн от частично открытой задвижки, то тогда получим следующее: к моменту $\tau = \frac{l_{AB}}{a}$ (индекс AB

означает начало и конец участка трубы) волна удара с ординатой Φ , возникшая у задвижки (узел A), вследствие частичного закрытия последней успела подойти к точке B , пройдя путь l_{AB} со скоростью a , т. е.

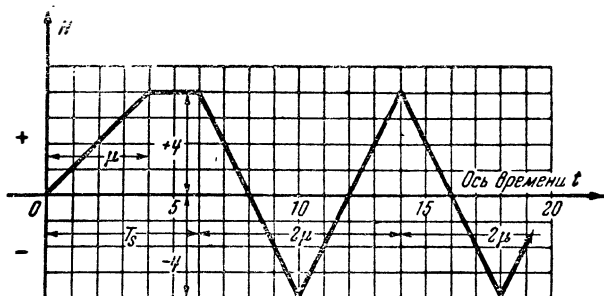


Фиг. 9. Схема наложения волн — случай простого трубопровода.
 a — Φ_0 — прямая волна; b — Φ_0 — отраженная от резервуара; v — $\Phi_{n,0}$ — присоединенная в результате закрытия задвижки; z — $\Phi_{0,0}$ — отраженная от затвора; d — $\Phi_{n,1}$ — отраженная от резервуара; e — $\Phi_{0,1}$ — отраженная от резервуара и т. д.

$l_{AB} = \tau a$. В следующий элемент времени, т. е. через 2τ от начала закрытия задвижки, волна с ординатой Φ подойдет к точке C , поскольку ее путь составит $l_{AC} = 2\tau a$. Ввиду того что закрытие задвижки продолжается, возникает новая волна у задвижки, которая, возникнув в момент τ , сумеет к концу второго элемента времени продвинуться только на длину $a\tau$, т. е. достигнет точки B . Таким образом, на участке CB ордината волны будет равна $1 \cdot \Phi$, в то время как на участке AB она будет вдвое большей и составит $2 \cdot \Phi$, причем к моменту 2 волна уже достигнет резервуара. Поскольку продолжается дальнейшее закрытие задвижки в узле A , то продолжает происходить и нарастание давлений в том же узле, а следовательно, и перемещение всех прямых элементарных волн от задвижки к резервуару. Одновременно от резервуара начинается процесс „отражения“ волны удара, т. е. появление обратных волн φ , ордината которых у резервуара соответствует давлению подошедших в каждый момент времени к резервуару прямых волн. Образование обратных волн представляет следствие условия сохранения постоянного давления (напора) у резервуара; благодаря этому происходит смена сжатия подошедшего к резервуару столба жидкости на внезапное разрежение, полностью компенсирующее сжатие. Это понижение давления φ совершенно подобно повышению давления Φ , но распространяется по трубе с обратным знаком (в обратном направлении), складывается алгебраически, чем и обуславливает результирующее давление в трубе.

На фиг. 9 представлен случай относительно медленного закрытия задвижки; это значит, что задвижка не успевает полностью закрыться за промежуток времени, соответствующий приходу обратной волны, иначе говоря в продолжение одной фазы удара ($T_s > \mu$). Данный случай носит название „непрямого удара“ и соответствует проявлению сравнительно невысоких давлений, поскольку понижение давления, вызванное обратными волнами через определенный промежуток времени, начинает частично или полностью компенсировать повышение давления, происходящее от возникновения прямых волн. Более опасным является „прямой удар“, происходящий при закрытии запорного органа в продолжение времени меньшего, чем фаза удара, т. е. если

$T_s \leq \rho$. В обоих случаях после окончания закрытия задвижки начинается „фаза ритмических колебаний“ — новые прямые волны уже не возникают, а задвижка становится источником появления отраженных волн, имеющих тот же знак (см. ниже) и перемещающихся по направлению к резервуару. Происхождение указанных волн объясняется уплотнением жидкости у неподвижного затвора: поскольку количество движения жидкости при остановке полностью переходит в импульс, то величина давления при этом удваивается. Данное



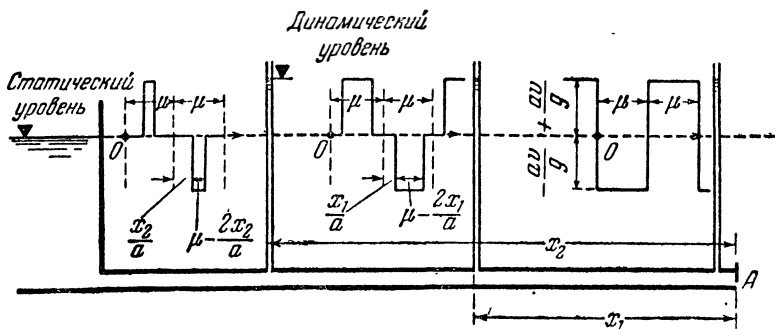
Фиг. 10. Диаграмма давления у задвижки.
Результат наложения волн по фиг. 9.

условие равносильно наложению дополнительной волны (импульса) с ординатой, равной элементарной обратной волне, подошедшей от резервуара и имеющей тот же знак. Законы перемещения и отражения для этой волны остаются теми же, что и для рассмотренных выше. Кроме того, в формальных целях, ввиду наступившего (для данного случая в конце 5-й полуфазы) полного закрытия задвижки, приходится вводить отрицательную присоединенную волну ([Л. 14], стр. 72), идущую от задвижки, высота (т. е. напор, давление) которой подобрана так, чтобы прекратить дальнейший подъем ординаты основной прямой волны.

На фиг. 10 для простейшего случая, соответствующего алгебраическому суммированию ординат φ и Φ , изображенных на фиг. 9, представлена диаграмма давлений у задвижки. На фиг. 11 представлена диаграмма прямого удара в простом трубопроводе, получаемая при мгновенном закрытии задвижки; для этого случая

рост давлений в каждом сечении ($x_1, x_2 \dots$) является мгновенным. Величина давления, однако, доходит только до вполне определенного предела (§ 5), причем процесс является периодическим с периодом в две фазы $\left(2 \cdot \frac{2l}{a}\right)$.

Благодаря силам сопротивления процесс гидравлического удара является затухающим, что особенно проявляется при трубах малых диаметров. В условиях ГЭС диаграммы удара будут отличны от приведенных выше, ввиду того что значения волн ψ и Φ связаны в

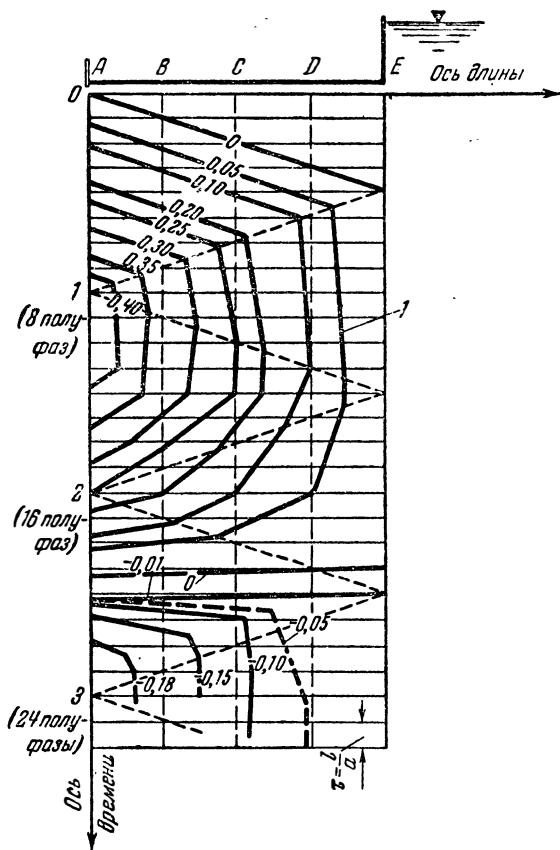


Фиг. 11. Диаграмма прямого удара в трубопроводе.

данном случае со скоростью истечения, а последняя, в свою очередь, зависит от напора, а также частично от числа оборотов турбин (см. § 10). Кроме того, реальные трубопроводы обычно характеризуются переменной по длине характеристикой (см. ниже).

На фиг. 12 представлена хронограмма непрямого удара в простом трубопроводе для реального случая гидроэлектростанции при условии, если полное закрытие совершается в продолжение 8 фаз. Как можно видеть, максимальное значение относительных ординат удара, т. е. отношений величины удара к статическому напору, изолинии которых нанесены на хронограмме, в данном случае достигает 0,402 и соответствует 9-й полуфазе. В момент, соответствующий 20-й полуфазе (10-й фазе), в узле A для данного примера возникает вакуум, который далее определяет величину давления в данном узле, а следовательно, и влияет на характер всей дальнейшей диаграммы. При помощи построения

хронограмм, выполняемых в соответствии с указаниями главы второй книги, можно определить как значения ординат давления вдоль трубопровода в каждый задан-



Фиг. 12. Хронограмма непрямого гидравлического удара в простом трубопроводе.

Интервал времени $\tau = \frac{l_{AB}}{a} = \frac{l_{BC}}{a}$ и т. д.; закрытие нелинейное в продолжение 16 интервалов; 1 — линии равных относительных изменений давления.

ный момент времени, так и получить диаграмму удара в функции времени для любого сечения трубы.

5. Вывод сопряженных уравнений удара без учета сопротивлений. Прямой удар

Если пренебрегать, как отмечалось выше, значением скорости течения по сравнению со скоростью распространения волны, то для прямой волны условие постоянства ее величины из (36) запишется так:

$$\frac{dx}{dt} = -a$$

или, после интегрирования вдоль прямого участка одинаковых упругих свойств, т. е. одинакового a (п. 2), получим уравнение прямой характеристики в плоскости x, t в виде (фиг. 13)

$$x_A - x_B = a(t_1 - t_2). \quad (39)$$

Из этого выражения следует, что в том случае, если значение

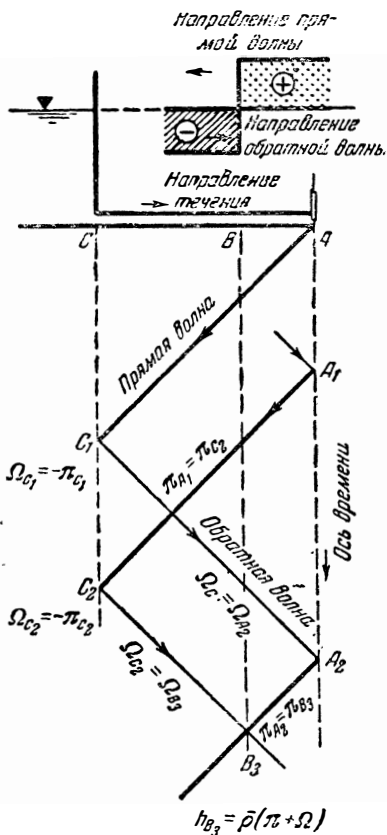
$$\Phi_{A_1} = \Phi_{B_2}$$

или

$$H_{A_1} - \frac{av_{A_1}}{g} = H_{B_2} - \frac{av_{B_2}}{g}, \quad (40)$$

иначе, если величина прямой волны в узле A в момент времени 1 равна величине прямой волны в точке B в момент времени 2, то необходимо, чтобы расстояние AB и рассматриваемый промежуток времени отвечали условию (39), т. е. моменты 1 и 2 должны отличаться на время, необходимое для пробега волны от A до B , т. е. $\frac{x_A - x_B}{a}$.

Уравнение (40) является прямой характеристикой в плоскости H, v .



Фиг. 13. К выводу сопряженных уравнений удара.

Посредством аналогичных операций с уравнением (35) получим, что при

$$\varphi_{B_1} = \varphi_{A_2},$$

т. е.

$$H_{B_1} + \frac{av_{B_1}}{g} = H_{A_2} + \frac{av_{A_2}}{g}, \quad (41)$$

что представляет обратную характеристику в плоскости H, v ; обратная же характеристика в плоскости x, t будет:

$$x_B - x_A = a(t_1 - t_2).$$

Иными словами, величина обратной волны в точке B в момент 1 равна ее величине в точке A в момент 2 , отличающийся на элемент времени $t_1 - t_2$, необходимый для пробега волной расстояния между данными сечениями ($x_B - x_A$). Из уравнений типа (40) — (41), называемых *сопряженными* и представляющих совмещенные уравнения характеристик в плоскостях H, v и x, t следует, что скорости и давления по длине трубы являются строго связанными. Из этих же уравнений может быть получен следующий вывод.

Пусть в узле B имеется резервуар с постоянным уровнем свободной поверхности, т. е. $H_B = H_0$. Пусть, далее, к моменту подхода волны, идущей от A , скорость воды в узле B в момент 2 будет равна 0 . Тогда, опуская индексы в вышеприведенной системе уравнений (40) и (41), можем получить вывод, что

$$H_A - H_0 = \pm \frac{cv_A}{g}.$$

При этом, знак плюс соответствует прямой, а знак минус — обратной волне. Вводя обозначение $H_A - H_0 = \Delta H$, придем к известной формуле Н. Е. Жуковского для прямого удара:

$$\Delta H = \pm \frac{av}{g}. \quad (42)$$

Из формулы (42) следует, что до тех пор пока отсутствуют обратные волны, срезающие первоначальное изменение давления, величина гидравлического удара, вызванная изменением скорости на величину v , будет связана только со скоростью распространения волны и вовсе не будет зависеть от длины трубы. Макси-

мальная величина удара, например при $a = 1000$ м/сек, составит $\frac{\Delta p}{\gamma} = \pm 102$ в. Другими словами, погашение каждого метра скорости в случае прямого удара вызовет повышение давления на $10,2$ кг/см². Соответственно, увеличение скорости приведет к уменьшению давления на ту же величину. При помощи формул (40)—(42) можно теперь сформулировать процесс, изображаемый уравнениями характеристик.

Разность напоров на участках трубы, отстоящих на расстоянии, пробегаемом волной удара в заданный промежуток времени, определяется величиной прямого удара, исчисляемого по разности скоростей, имевших место в рассматриваемых сечениях к моменту прохождения через них волны удара.

Уравнения (40)—(41) могут быть применены для любого участка трубопровода или системы труб для выбранных отрезков времени, соответствующих продолжительности пробега волны между узлами (разрывностями) трубопровода, т. е. для отрезков времени, равных половине фазы соответствующего участка трубы. Необходимо лишь, чтобы соотношение фаз, связанных указанными уравнениями, было простым.

Придадим теперь выражениям (40)—(41) безразмерный вид, что является более удобным в практических целях. Вычитаем вначале из обеих частей уравнений значение H_0 , т. е. напор брутто, имеющий место у турбины, и обычно исчисляемый от нормального уровня в напорной камере до начала отводящего канала. Затем вводим обозначения:

$$\frac{H - H_0}{H_0} = h, \quad (43)$$

представляющее относительное изменение давления,

$$\rho = \frac{av_0}{2gH_0}, \quad (44)$$

называемое „характеристикой“ трубопровода— безразмерное число, представляющее отношение „волнового“ количества движения к импульсу силы ([Л. 14], стр. 266), а также

$$\frac{v}{v_0} = u, \quad (45)$$

представляющее относительную скорость движения воды.

В таком случае вместо (40) получим для „прямого“ уравнения:

$$h_{A_1} - 2\rho u_{A_1} = h_{B_2} - 2\rho u_{B_2}, \quad (46)$$

и вместо (41)—для „обратного“ уравнения

$$h_{B_1} + 2\rho u_{B_1} = h_{A_2} + 2\rho u_{A_2}. \quad (47)$$

6. Удар в простых трубопроводах. Основы аналитического метода

Из сопряженных уравнений (46)—(47) непосредственно можно найти решение задачи для удара в простом трубопроводе (§ 2). Для этого, ведя нумерацию по числу фаз $\mu = \frac{2l}{a}$, прошедших от начала процесса закрытия задвижки, вводим индексы: l —соответствует $i=1$; 3 —соответствует $i=3$ и т. д. и, кроме того, отмечаем узел (A , B), в котором рассматривается величина удара. Для участка $A-B$, таким образом, перепишем уравнения (46)—(47) следующим образом:

$$h_{A_{i-1}} - 2\rho u_{A_{i-1}} = h_{B_{i-\frac{1}{2}}} - 2\rho u_{B_{i-\frac{1}{2}}}$$

$$\text{и} \quad h_{A_i} + 2\rho u_{A_i} = h_{B_{i-\frac{1}{2}}} + 2\rho u_{B_{i-\frac{1}{2}}}.$$

После сложения левой и правой частей этих уравнений находим:

$$h_{A_{i-1}} + h_{A_i} - 2h_{B_{i-\frac{1}{2}}} = 2\rho (u_{A_{i-1}} - u_{A_i}). \quad (48)$$

Для простого трубопровода, в котором течение происходит от B к A , давление в узле B , т. е. у резервуара достаточно больших размеров, следует считать постоянным. Таким образом, $h_B = 0$, и тогда из (48) непосредственно получим уравнение, связывающее изменение давления [формула (43)] и относительную скорость [формула (45)] в точке A , т. е. у затвора (индекс A опущен):

$$h_{i-1} + h_i = 2\rho (u_{i-1} - u_i), \quad (49)$$

и называемое „цепным“ уравнением. Уравнение это позволяет получить решение для каждой последующей

фазы гидравлического удара (1, 2...i, i+1), зная значения удара в предыдущей.

В частности, если $u_i=0$, что отвечает полному прекращению течения в промежуток времени, равный или меньший, чем одна фаза удара, то, поскольку $h_{i-1}=0$, из (49) непосредственно получим (индексы опущены):

$$h = 2\rho u. \quad (49')$$

Последнее выражение, как нетрудно убедиться путем подстановки значений относительных величин, представляет не что иное, как относительную величину прямого удара, приведенную выше [выражение (42)]. При внезапном увеличении скорости, аналогично:

$$h = -2\rho u. \quad (49'')$$

Для случая, когда относительная скорость течения у запорного органа связана с напором соотношением, удовлетворяющимся достаточно хорошо для активных турбин

$$u = \eta \sqrt{1+h}, \quad (50)$$

где η представляет относительное открытие задвижки, уравнение (49) переходит в

$$h_{i-1} + h_i = 2\rho (\eta_{i-1} \sqrt{1+h_{i-1}} - \eta_i \sqrt{1+h_i}). \quad (51)$$

При линейном законе открытия—закрытия надо принимать для закрытия $\eta = 1 - \frac{i}{\theta}$ и для открытия $\eta = \frac{i}{\theta}$, где $\theta = \frac{T_s}{\mu}$ представляет продолжительность (в фазах) полного маневра, совершающегося в течение T_s сек. Уравнение (51) допускает решение в аналитическом виде для отдельных последовательных фаз. В табл. 5 приводится сводка расчетных формул, относящихся к простому трубопроводу, полученных посредством применения уравнения (51) (см. [Л. 14]) и позволяющих определить величину удара в простом трубопроводе при линейном законе изменения сечения; при этом дается как величина удара в конце первой фазы h_1 , так и величина „предельного“ удара h_m , отвечающего случаю сравнительно высоких характеристик ρ . В табл. 6а и 6б приведены значения ординат удара для сброса и наброса мощности, также при линейном законе изменения открытия, вычисленные по формулам табл. 5.

Пример. Пусть дается напорный трубопровод с постоянной скоростью распространения волны $a = 1\,239$ м/сек, установившейся скоростью течения $v_0 = 5,30$ м/сек и длиной 495 м. Напор брутто у турбин составляет $H = 630$ м. Тогда из (44) характеристика трубопровода

$$\rho = \frac{1\,239 \cdot 5,30}{19,62 \cdot 630} = 0,53,$$

а продолжительность фазы $\mu = \frac{2 \cdot 495}{1\,239} = 0,80$ сек.

Если полное закрытие иглы в сопле активной турбины совершается в продолжение $T_s = 3,2$ сек., т. е. $\theta = \frac{3,2}{0,8} = 4$ фазы, то

$\sigma = \frac{\rho}{\theta} = 0,132$; в таком случае, поскольку начальное открытие $\eta_0 = 1$ и $\rho\eta_0 = 1 \cdot 0,53 = 0,53$, по табл. 6а получаем, что приращение давления (величина удара) будет $h \approx 0,193$ от статического напора. Отсюда величина ударного повышения напора составит $\Delta H = 0,193 \cdot 630 = 121,5$ м и будет соответствовать первой фазе.

Если рассматривается открытие запорного органа для того же трубопровода, происходящее при полном ходе затвора в продолжение $T_s = 4,0$ сек., т. е. при $\theta = \frac{4,0}{0,8} = 5$ фаз, то значение $\sigma = \frac{0,53}{5} = 0,106$, а величина относительной ординаты гидравлического удара составит в соответствии с табл. 6б $h \approx -0,187$, иными словами понижение давления будет равно $\Delta H = 0,187 \times 630 = 117,8$ м. В том случае, если линейное по времени открытие совершается от начальной величины $\eta_0 = 0,6$ до конечной $\eta = 1,0$, то $\rho\eta_0 = 0,53 \cdot 0,6 = 0,318$, и тогда (табл. 6б) относительный удар будет равен $h = -0,147$, или несколько меньше, чем при полном открытии.

Сопоставляя полученный результат с расчетом по формулам, приведенным в табл. 5, будем иметь:

При полном сбросе нагрузки для первой фазы, в которой имеет место максимум удара, точная формула дает

$\sqrt{1+h_1} = -(0,53 - 0,132) + \sqrt{(0,53 - 0,132)^2 + 2 \cdot 0,53 + 1} = 1,092$, откуда $h_1 = 0,194$; по приближенной формуле

$$h_1 = \frac{2 \cdot 0,132}{1 + 0,53 - 0,132} = 0,189.$$

Для наброса нагрузки аналогично получаем:
по точной формуле

$$\sqrt{1+h_1} = -(0 + 0,106) + \sqrt{0 + 0,106^2 + 1} = 0,8995,$$

откуда $h_1 = -0,191$; по приближенной формуле

$$h_1 = -\frac{2 \cdot 0,106}{1 + 0,106 + 0} = -0,192.$$

Для частичного наброса, соответственно, $h_1 = -0,154$ и $h_1 = -0,149$. Таким образом, соответствие с табличным расчетом является вполне удовлетворительным.

Расчетные формулы гидравлического удара у запорного

Характер явления	Сброс или наброс нагрузки	Открыгие		Расчетная (точная) формула	Условие ее применения
		начальное	конечное		
Прямой удар	Сброс	η_0	η_{κ}	$h_1 = 2\rho (\eta_0 - \eta_{\kappa})$	$T_s (\eta_0 - \eta_{\kappa}) < \mu$
	Наброс	η_0	η_{κ}	$\sqrt{1+h_1} = -\rho + \sqrt{\rho^2 + 2\rho\eta_0 + 1}$	$T_s (\eta_{\kappa} - \eta_0) < \mu$
Непрямой удар	Сброс	η_0	η_{κ}	$\sqrt{1+h_1} = -(\rho\eta_0 - \sigma) + \sqrt{(\rho\eta_0 - \sigma)^2 + 2\rho\eta_0 + 1}$	$\rho\eta_0 < \frac{1}{2} \left(1 + \frac{\sigma}{2} + \sqrt{1 + \left(\frac{\sigma}{2}\right)^2} \right)$
				$\sqrt{1+h_m} = \frac{\sigma}{2} + \sqrt{1 + \left(\frac{\sigma}{2}\right)^2}$	$\rho\eta_0 > \frac{1}{2} \left(1 + \frac{\sigma}{2} + \sqrt{1 + \left(\frac{\sigma}{2}\right)^2} \right)$
	Наброс	η_0	η_{κ}	$\sqrt{1+h_1} = -(\rho\eta_0 + \sigma) + \sqrt{2\rho\eta_0 + \sigma^2 + (1 + \rho\eta_0)^2}$	$\rho\eta_0 - \frac{1}{2} < \frac{\sqrt{1+h_m}}{2}$
				$\sqrt{1+h_m} = -\frac{\sigma}{2} + \sqrt{1 + \left(\frac{\sigma}{2}\right)^2}$	$\rho\eta_0 - \frac{1}{2} > \frac{\sqrt{1+h_m}}{2}$

органа (в простом трубопроводе без учета сил трения)

Приближенная формула (при $h < 0,5$)	Условие ее применения	Примечания
$h_1 = 2\rho (\eta_0 - \eta_k)$	$T_s (\eta_0 - \eta_k) < \mu$	Обозначения см. стр. 9—14 Значение ρ исчислено по скорости, соответ- ствующей полному открытию
$h_1 = -\frac{2\rho}{1+\rho+\rho\eta_0}$	$T_s (\eta_k - \eta_0) < \mu$ и $\rho < 0,3$	
$h_1 = \frac{2\sigma}{1+\rho\eta_0-\sigma}$	$\eta_0\rho < 1$	При полном сбросе $\eta_0 = 1, \eta_k = 0$
$h_m = \frac{2\sigma}{2-\sigma}$	$\eta_0\rho > 1$	
$h_1 = -\frac{2\sigma}{1+\sigma+\rho\eta_0}$	$\eta_0\rho < 1$	При полном набросе $\eta_0 = 0, \eta_k = 1$
$h_m = -\frac{2\sigma}{2+\sigma}$	$\eta_0\rho > 1$	

Относительные ординаты гидравлического удара ($h = \frac{\Delta H}{H_0}$) при сбросе мощности;
простой трубопровод без трения

σ $\rho \eta_0$	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09	0,10	0,11	0,12	0,13	0,14	0,15	0,16	0,17	0,18
0,10	0,075	0,095	0,115	0,137	0,157	0,178	0,200	0,221	0,243	0,263	0,291	0,316	0,339	0,364	0,388
0,15	0,072	0,091	0,110	0,130	0,150	0,170	0,191	0,210	0,234	0,256	0,277	0,300	0,323	0,348	0,371
0,20	0,069	0,087	0,105	0,124	0,143	0,163	0,182	0,203	0,223	0,244	0,266	0,286	0,309	0,332	0,354
0,25	0,066	0,084	0,101	0,119	0,137	0,156	0,175	0,195	0,214	0,234	0,254	0,275	0,295	0,316	0,337
0,30	0,064	0,080	0,097	0,114	0,132	0,150	0,168	0,186	0,206	0,223	0,243	0,263	0,284	0,304	0,324
0,35	0,061	0,077	0,094	0,110	0,127	0,143	0,161	0,179	0,197	0,214	0,234	0,252	0,273	0,291	0,311
0,40	0,059	0,074	0,090	0,106	0,122	0,138	0,155	0,173	0,190	0,207	0,235	0,243	0,261	0,279	0,300
0,45	0,057	0,072	0,087	0,102	0,118	0,133	0,149	0,166	0,182	0,199	0,217	0,234	0,252	0,269	0,288
0,50	0,055	0,069	0,084	0,099	0,114	0,129	0,144	0,160	0,175	0,192	0,208	0,225	0,243	0,259	0,277
0,55	0,053	0,067	0,081	0,095	0,110	0,124	0,139	0,153	0,170	0,186	0,201	0,217	0,234	0,250	0,268
0,60	0,051	0,065	0,078	0,092	0,106	0,120	0,135	0,149	0,164	0,179	0,195	0,210	0,225	0,241	0,259
0,65	0,050	0,063	0,076	0,089	0,103	0,117	0,130	0,147	0,158	0,173	0,188	0,203	0,219	0,234	0,250
0,70	0,048	0,060	0,074	0,087	0,100	0,113	0,126	0,141	0,153	0,169	0,182	0,197	0,212	0,226	0,241
0,75	0,047	0,059	0,072	0,084	0,097	0,109	0,123	0,136	0,149	0,162	0,177	0,190	0,204	0,219	0,234
0,80	0,046	0,057	0,070	0,082	0,094	0,106	0,119	0,132	0,145	0,158	0,171	0,185	0,197	0,212	0,228
0,85	0,044	0,056	0,068	0,079	0,091	0,103	0,116	0,128	0,141	0,153	0,166	0,179	0,192	0,206	0,221
0,90	0,043	0,055	0,066	0,077	0,088	0,101	0,112	0,124	0,136	0,149	0,162	0,174	0,188	0,200	0,214
0,95	0,042	0,053	0,064	0,075	0,086	0,098	0,109	0,121	0,132	0,145	0,158	0,169	0,182	0,195	0,208
1,00	0,042	0,053	0,062	0,073	0,084	0,095	0,106	0,117	0,129	0,141	0,153	0,164	0,177	0,190	0,201
1,05	0,042	0,053	0,061	0,071	0,084	0,094	0,105	0,117	0,128	0,138	0,149	0,162	0,173	0,186	0,197
1,10	0,042	0,050	0,061	0,071	0,084	0,094	0,105	0,117	0,128	0,138	0,149	0,162	0,173	0,186	0,197

σ P%o	0,19	0,20	0,21	0,22	0,23	0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,30	0,31	0,32	0,33
0,10	0,414	0,440	0,467	0,491	0,520	0,548	0,577	0,595	0,636	0,667	0,695	0,726	0,755	0,788	0,820
0,15	0,395	0,418	0,445	0,469	0,496	0,523	0,550	0,571	0,603	0,633	0,660	0,690	0,719	0,751	0,780
0,20	0,376	0,400	0,423	0,447	0,474	0,498	0,523	0,547	0,575	0,603	0,629	0,656	0,685	0,715	0,742
0,25	0,360	0,383	0,404	0,428	0,452	0,476	0,500	0,525	0,550	0,575	0,600	0,626	0,654	0,680	0,708
0,30	0,346	0,367	0,388	0,409	0,433	0,455	0,479	0,503	0,525	0,550	0,574	0,600	0,625	0,651	0,678
0,35	0,332	0,350	0,371	0,392	0,414	0,436	0,453	0,481	0,503	0,527	0,550	0,575	0,598	0,623	0,649
0,40	0,318	0,336	0,357	0,376	0,397	0,418	0,440	0,461	0,483	0,505	0,528	0,550	0,574	0,598	0,622
0,45	0,306	0,325	0,343	0,362	0,383	0,402	0,423	0,442	0,464	0,486	0,508	0,529	0,551	0,574	0,597
0,50	0,295	0,313	0,332	0,350	0,369	0,387	0,407	0,426	0,447	0,467	0,489	0,509	0,530	0,552	0,574
0,55	0,284	0,302	0,321	0,337	0,355	0,371	0,392	0,411	0,430	0,450	0,470	0,490	0,510	0,531	0,552
0,60	0,275	0,291	0,309	0,325	0,343	0,359	0,378	0,397	0,411	0,433	0,452	0,472	0,491	0,511	0,533
0,65	0,266	0,281	0,297	0,313	0,332	0,348	0,364	0,383	0,399	0,418	0,437	0,455	0,474	0,493	0,514
0,70	0,257	0,272	0,288	0,302	0,320	0,326	0,353	0,369	0,386	0,404	0,423	0,440	0,458	0,476	0,496
0,75	0,248	0,263	0,279	0,293	0,309	0,325	0,341	0,357	0,374	0,391	0,409	0,426	0,443	0,460	0,479
0,80	0,241	0,254	0,270	0,284	0,300	0,316	0,332	0,346	0,362	0,379	0,395	0,412	0,429	0,445	0,463
0,85	0,234	0,248	0,261	0,275	0,291	0,306	0,320	0,336	0,351	0,367	0,383	0,399	0,416	0,431	0,448
0,90	0,228	0,241	0,254	0,268	0,283	0,297	0,311	0,326	0,341	0,356	0,371	0,386	0,403	0,418	0,435
0,95	0,221	0,234	0,248	0,261	0,275	0,288	0,302	0,316	0,332	0,346	0,360	0,375	0,391	0,406	0,422
1,00	0,214	0,228	0,241	0,254	0,268	0,280	0,293	0,307	0,323	0,337	0,350	0,365	0,380	0,395	0,409
1,05	0,208	0,221	0,234	0,247	0,261	0,272	0,286	0,299	0,314	0,328	0,341	0,356	0,369	0,383	0,397
1,10	0,208	0,221	0,232	0,245	0,259	0,270	0,284	0,295	0,309	0,320	0,334	0,348	0,362	0,376	0,390

ρ_{70}^{σ}	0,34	0,35	0,36	0,37	0,38	0,39	0,40	0,41	0,42	0,43	0,44	0,45	0,46	0,47	0,48
0,10	0,852	0,886	0,921	0,956	0,991	1,026	1,062	1,098	1,135	1,173	1,211	1,250	1,290	1,329	1,369
0,15	0,812	0,845	0,874	0,907	0,942	0,969	1,008	1,043	1,079	1,114	1,151	1,187	1,226	1,262	1,301
0,20	0,773	0,805	0,833	0,864	0,894	0,926	0,960	0,992	1,025	1,060	1,094	1,129	1,165	1,201	1,238
0,25	0,737	0,766	0,795	0,824	0,857	0,885	0,916	0,946	0,977	1,011	1,043	1,076	1,110	1,144	1,179
0,30	0,704	0,731	0,758	0,787	0,814	0,844	0,874	0,904	0,933	0,964	0,995	1,027	1,059	1,091	1,126
0,35	0,674	0,700	0,725	0,753	0,779	0,807	0,836	0,863	0,892	0,921	0,952	0,982	1,013	1,043	1,074
0,40	0,646	0,670	0,695	0,721	0,747	0,773	0,800	0,827	0,855	0,882	0,910	0,940	0,968	0,998	1,028
0,45	0,620	0,642	0,667	0,692	0,716	0,742	0,767	0,793	0,820	0,845	0,873	0,900	0,928	0,956	0,985
0,50	0,595	0,618	0,641	0,664	0,687	0,713	0,737	0,761	0,787	0,812	0,835	0,863	0,890	0,917	0,944
0,55	0,573	0,595	0,617	0,638	0,661	0,685	0,708	0,731	0,756	0,780	0,804	0,830	0,855	0,880	0,907
0,60	0,553	0,573	0,593	0,615	0,636	0,659	0,682	0,704	0,727	0,750	0,774	0,798	0,822	0,846	0,872
0,65	0,534	0,552	0,572	0,593	0,613	0,634	0,657	0,678	0,700	0,722	0,745	0,768	0,791	0,814	0,839
0,70	0,514	0,553	0,552	0,572	0,592	0,612	0,633	0,654	0,675	0,696	0,718	0,740	0,762	0,785	0,809
0,75	0,496	0,515	0,533	0,552	0,572	0,591	0,611	0,631	0,652	0,672	0,693	0,714	0,736	0,758	0,780
0,80	0,480	0,498	0,515	0,534	0,553	0,571	0,591	0,610	0,630	0,649	0,670	0,690	0,711	0,732	0,753
0,85	0,465	0,482	0,499	0,517	0,535	0,552	0,572	0,590	0,610	0,628	0,648	0,667	0,687	0,707	0,727
0,90	0,451	0,467	0,484	0,501	0,518	0,535	0,554	0,571	0,590	0,608	0,627	0,645	0,664	0,684	0,703
0,95	0,438	0,453	0,469	0,486	0,502	0,519	0,537	0,553	0,571	0,589	0,608	0,625	0,643	0,662	0,681
1,00	0,425	0,440	0,455	0,472	0,487	0,504	0,521	0,556	0,554	0,571	0,589	0,606	0,623	0,642	0,660
1,05	0,412	0,428	0,442	0,458	0,474	0,489	0,506	0,521	0,538	0,554	0,571	0,588	0,604	0,623	0,640
1,10	0,402	0,416	0,430	0,446	0,461	0,475	0,491	0,507	0,523	0,538	0,555	0,571	0,587	0,605	0,621

Относительные ординаты гидравлического удара $(h = \frac{\Delta H}{H_0})$ при набросе мощности;
простой трубопровод без трения

σ $\rho \tau_0$	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09	0,10	0,11	0,12	0,13	0,14	0,15
0,00	-0,077	-0,095	-0,113	-0,131	-0,148	-0,165	-0,181	-0,191	-0,213	-0,229	-0,245	-0,259
0,05	-0,074	-0,092	-0,109	-0,126	-0,142	-0,158	-0,174	-0,189	-0,204	-0,219	-0,234	-0,247
0,10	-0,071	-0,088	-0,105	-0,121	-0,136	-0,159	-0,165	-0,179	-0,193	-0,209	-0,223	-0,236
0,15	-0,068	-0,084	-0,099	-0,115	-0,130	-0,144	-0,157	-0,171	-0,185	-0,200	-0,213	-0,227
0,20	-0,065	-0,079	-0,094	-0,109	-0,125	-0,137	-0,152	-0,166	-0,179	-0,193	-0,206	-0,219
0,25	-0,063	-0,076	-0,091	-0,105	-0,120	-0,133	-0,146	-0,160	-0,173	-0,186	-0,198	-0,211
0,30	-0,061	-0,074	-0,088	-0,101	-0,115	-0,128	-0,141	-0,154	-0,166	-0,179	-0,192	-0,203
0,35	-0,059	-0,071	-0,084	-0,097	-0,111	-0,124	-0,137	-0,149	-0,161	-0,173	-0,185	-0,196
0,40	-0,057	-0,069	-0,082	-0,094	-0,107	-0,120	-0,132	-0,144	-0,156	-0,168	-0,179	-0,190
0,45	-0,055	-0,067	-0,078	-0,091	-0,103	-0,116	-0,128	-0,139	-0,151	-0,162	-0,173	-0,185
0,50	-0,053	-0,065	-0,076	-0,088	-0,099	-0,112	-0,124	-0,135	-0,146	-0,157	-0,168	-0,180
0,55	-0,051	-0,063	-0,074	-0,085	-0,096	-0,109	-0,120	-0,131	-0,142	-0,152	-0,163	-0,174
0,60	-0,049	-0,061	-0,072	-0,082	-0,094	-0,105	-0,116	-0,127	-0,138	-0,148	-0,158	-0,168
0,65	-0,047	-0,059	-0,070	-0,080	-0,092	-0,102	-0,113	-0,124	-0,134	-0,144	-0,154	-0,163
0,70	-0,045	-0,057	-0,068	-0,078	-0,089	-0,099	-0,110	-0,120	-0,130	-0,140	-0,150	-0,159
0,75	-0,043	-0,055	-0,066	-0,076	-0,087	-0,097	-0,107	-0,116	-0,126	-0,136	-0,146	-0,155
0,80	-0,0425	-0,053	-0,064	-0,074	-0,084	-0,094	-0,104	-0,113	-0,123	-0,133	-0,142	-0,151
0,85	-0,042	-0,052	-0,062	-0,072	-0,082	-0,092	-0,101	-0,110	-0,120	-0,130	-0,138	-0,147
0,90	-0,0415	-0,050	-0,060	-0,070	-0,080	-0,090	-0,098	-0,107	-0,117	-0,126	-0,135	-0,144
0,95	-0,041	-0,049	-0,059	-0,068	-0,078	-0,088	-0,096	-0,105	-0,115	-0,123	-0,133	-0,142
1,00	-0,041	-0,049	-0,058	-0,067	-0,076	-0,086	-0,095	-0,104	-0,113	-0,122	-0,133	-0,141

σ σ_0	0,16	0,17	0,18	0,19	0,20	0,21	0,22	0,23	0,24	0,25	0,26	0,27
0,00	-0,274	-0,288	-0,304	-0,316	-0,329	-0,341	-0,354	-0,367	-0,379	-0,391	-0,202	-0,414
0,05	-0,261	-0,275	-0,289	-0,301	-0,314	-0,326	-0,336	-0,350	-0,363	-0,374	-0,385	-0,397
0,10	-0,250	-0,264	-0,277	-0,289	-0,301	-0,314	-0,325	-0,337	-0,349	-0,360	-0,371	-0,382
0,15	-0,240	-0,253	-0,266	-0,277	-0,289	-0,301	-0,313	-0,324	-0,336	-0,347	-0,357	-0,368
0,20	-0,231	-0,243	-0,255	-0,267	-0,279	-0,291	-0,302	-0,313	-0,324	-0,335	-0,345	-0,355
0,25	-0,223	-0,234	-0,246	-0,258	-0,269	-0,281	-0,292	-0,302	-0,313	-0,324	-0,334	-0,343
0,30	-0,215	-0,226	-0,238	-0,249	-0,260	-0,271	-0,281	-0,291	-0,303	-0,313	-0,323	-0,332
0,35	-0,208	-0,219	-0,230	-0,241	-0,252	-0,262	-0,272	-0,282	-0,293	-0,303	-0,312	-0,321
0,40	-0,201	-0,212	-0,222	-0,233	-0,244	-0,254	-0,264	-0,274	-0,284	-0,293	-0,302	-0,311
0,45	-0,195	-0,206	-0,215	-0,226	-0,236	-0,247	-0,256	-0,266	-0,276	-0,284	-0,293	-0,303
0,50	-0,188	-0,199	-0,209	-0,219	-0,229	-0,239	-0,248	-0,258	-0,267	-0,276	-0,285	-0,294
0,55	-0,183	-0,193	-0,203	-0,213	-0,222	-0,232	-0,241	-0,250	-0,259	-0,269	-0,277	-0,286
0,60	-0,177	-0,188	-0,197	-0,207	-0,216	-0,226	-0,234	-0,243	-0,253	-0,262	-0,269	-0,279
0,65	-0,172	-0,183	-0,192	-0,201	-0,211	-0,220	-0,228	-0,237	-0,246	-0,255	-0,262	-0,271
0,70	-0,168	-0,178	-0,187	-0,195	-0,205	-0,214	-0,222	-0,231	-0,240	-0,248	-0,255	-0,264
0,75	-0,164	-0,173	-0,183	-0,191	-0,199	-0,208	-0,217	-0,226	-0,234	-0,242	-0,249	-0,257
0,80	-0,159	-0,168	-0,178	-0,186	-0,195	-0,203	-0,211	-0,221	-0,228	-0,236	-0,243	-0,251
0,85	-0,155	-0,165	-0,174	-0,181	-0,190	-0,198	-0,206	-0,216	-0,223	-0,231	-0,238	-0,245
0,90	-0,152	-0,161	-0,170	-0,177	-0,186	-0,194	-0,202	-0,211	-0,218	-0,226	-0,233	-0,240
0,95	-0,149	-0,158	-0,166	-0,174	-0,182	-0,190	-0,198	-0,206	-0,213	-0,222	-0,229	-0,237
1,00	-0,148	-0,157	-0,165	-0,173	-0,181	-0,189	-0,198	-0,206	-0,213	-0,222	-0,229	-0,237

ρ / ρ_0	0,28	0,29	0,30	0,31	0,32	0,33	0,34	0,35	0,36	0,37	0,38	0,39
0,00	-0,425	-0,426	-0,447	-0,457	-0,467	-0,477	-0,487	-0,497	-0,507	-0,516	-0,525	-0,534
0,05	-0,407	-0,418	-0,428	-0,438	-0,448	-0,458	-0,468	-0,478	-0,487	-0,496	-0,505	-0,514
0,10	-0,392	-0,402	-0,413	-0,422	-0,432	-0,442	-0,452	-0,461	-0,470	-0,479	-0,487	-0,496
0,15	-0,377	-0,388	-0,398	-0,408	-0,418	-0,427	-0,437	-0,445	-0,454	-0,463	-0,471	-0,479
0,20	-0,364	-0,375	-0,385	-0,394	-0,404	-0,413	-0,422	-0,430	-0,439	-0,448	-0,455	-0,464
0,25	-0,353	-0,363	-0,372	-0,381	-0,390	-0,399	-0,408	-0,416	-0,425	-0,434	-0,440	-0,449
0,30	-0,342	-0,351	-0,360	-0,369	-0,377	-0,386	-0,395	-0,405	-0,412	-0,434	-0,428	-0,436
0,35	-0,331	-0,340	-0,349	-0,358	-0,366	-0,374	-0,384	-0,392	-0,400	-0,409	-0,416	-0,424
0,40	-0,321	-0,329	-0,338	-0,347	-0,355	-0,365	-0,373	-0,381	-0,388	-0,397	-0,404	-0,412
0,45	-0,312	-0,320	-0,329	-0,337	-0,346	-0,354	-0,362	-0,370	-0,377	-0,385	-0,393	-0,401
0,50	-0,303	-0,311	-0,319	-0,328	-0,337	-0,344	-0,352	-0,360	-0,367	-0,376	-0,382	-0,389
0,55	-0,294	-0,303	-0,311	-0,318	-0,328	-0,335	-0,343	-0,350	-0,358	-0,366	-0,372	-0,379
0,60	-0,286	-0,295	-0,303	-0,310	-0,319	-0,326	-0,334	-0,341	-0,349	-0,357	-0,363	-0,371
0,65	-0,279	-0,288	-0,295	-0,303	-0,311	-0,318	-0,326	-0,333	-0,41	-0,348	-0,355	-0,362
0,70	-0,272	-0,281	-0,288	-0,296	-0,303	-0,310	-0,318	-0,325	-0,333	-0,339	-0,347	-0,354
0,75	-0,266	-0,274	-0,281	-0,289	-0,296	-0,303	-0,310	-0,318	-0,325	-0,331	-0,339	-0,346
0,80	-0,260	-0,267	-0,274	-0,282	-0,289	-0,296	-0,303	-0,311	-0,317	-0,324	-0,331	-0,338
0,85	-0,254	-0,261	-0,268	-0,276	-0,283	-0,289	-0,296	-0,304	-0,310	-0,317	-0,323	-0,330
0,90	-0,248	-0,255	-0,262	-0,270	-0,277	-0,283	-0,290	-0,297	-0,303	-0,310	-0,316	-0,323
0,95	-0,244	-0,251	-0,259	-0,266	-0,274	-0,280	-0,287	-0,294	-0,301	-0,308	-0,315	-0,321
1,00	-0,244	-0,251	-0,259	-0,266	-0,274	-0,280	-0,287	-0,294	-0,301	-0,308	-0,315	-0,321

$\rho_{\sigma} \backslash \sigma$	0,40	0,41	0,42	0,43	0,44	0,45	0,46	0,47	0,48	0,49	0,50
0,00	-0,542	-0,551	-0,559	-0,567	-0,575	-0,583	-0,591	-0,597	-0,604	-0,611	-0,618
0,05	-0,422	-0,531	-0,539	-0,547	-0,555	-0,562	-0,570	-0,576	-0,583	-0,590	-0,597
0,10	-0,504	-0,513	-0,520	-0,528	-0,536	-0,543	-0,551	-0,558	-0,564	-0,572	-0,579
0,15	-0,487	-0,496	-0,503	-0,511	-0,518	-0,526	-0,534	-0,541	-0,547	-0,554	-0,560
0,20	-0,471	-0,480	-0,487	-0,495	-0,502	-0,510	-0,518	-0,525	-0,531	-0,538	-0,544
0,25	-0,456	-0,465	-0,473	-0,480	-0,487	-0,495	-0,502	-0,509	-0,516	-0,523	-0,529
0,30	-0,443	-0,451	-0,459	-0,466	-0,473	-0,480	-0,487	-0,494	-0,501	-0,508	-0,514
0,35	-0,431	-0,439	-0,446	-0,453	-0,460	-0,467	-0,474	-0,481	-0,488	-0,495	-0,501
0,40	-0,419	-0,427	-0,434	-0,440	-0,448	-0,455	-0,462	-0,469	-0,475	-0,482	-0,488
0,45	-0,408	-0,415	-0,422	-0,429	-0,436	-0,443	-0,450	-0,457	-0,463	-0,470	-0,476
0,50	-0,397	-0,404	-0,411	-0,418	-0,425	-0,432	-0,439	-0,445	-0,451	-0,458	-0,464
0,55	-0,387	-0,394	-0,401	-0,408	-0,415	-0,422	-0,428	-0,434	-0,440	-0,447	-0,453
0,60	-0,377	-0,385	-0,391	-0,398	-0,405	-0,412	-0,418	-0,424	-0,430	-0,436	-0,442
0,65	-0,368	-0,376	-0,382	-0,388	-0,395	-0,402	-0,409	-0,415	-0,421	-0,426	-0,432
0,70	-0,360	-0,367	-0,373	-0,380	-0,386	-0,393	-0,400	-0,406	-0,412	-0,417	-0,423
0,75	-0,352	-0,358	-0,365	-0,371	-0,378	-0,384	-0,391	-0,397	-0,403	-0,408	-0,414
0,80	-0,344	-0,350	-0,357	-0,363	-0,370	-0,376	-0,382	-0,388	-0,394	-0,399	-0,405
0,85	-0,336	-0,342	-0,349	-0,355	-0,362	-0,368	-0,374	-0,379	-0,385	-0,391	-0,397
0,90	-0,329	-0,335	-0,342	-0,348	-0,354	-0,360	-0,366	-0,373	-0,379	-0,385	-0,391
0,95	-0,329	-0,334	-0,341	-0,347	-0,354	-0,360	-0,366	-0,373	-0,379	-0,385	-0,391
1,00	-0,328	-0,334	-0,341	-0,347	-0,354	-0,360	-0,366	-0,373	-0,379	-0,385	-0,391

Как показывает анализ, в том случае, если при простых трубопроводах при внезапном включении мощности имеет место начальное понижение давления по отношению к статическому напору, равное $h_1 = -0,10; -0,14; -0,30; -0,446; -0,570; -0,700; -0,900$, то величина „противоудара“, т. е. повышение давления в следующей фазе по отношению к статическому напору, соответственно составит: $h_{н.у} = +0,09; +0,12; +0,208; +0,229; +0,193; +0,076; +0,06$. Таким образом, максимальная величина противоудара будет составлять 22,9% от статического давления и соответствует значению $\rho\eta_0 = 0,28$. Величина противоудара в сложных трубопроводах должна быть получена в результате расчета, например по численному методу (см. ниже).

В тех случаях, если продолжительность маневра T_s велика по сравнению с фазой удара всего трубопровода — практически при $T_s = 2,5 - 3 \mu$, то ([Л.14], стр. 78) даже для сложного трубопровода (без разветвлений) достаточно точным явится расчет его как простого, но обладающего осредненной скоростью движения воды

$$v_{оср} = \frac{\sum lv}{\sum l} \quad (52)$$

и осредненной скоростью распространения волны удара

$$a_{оср} = \frac{\sum l}{\sum \frac{l}{a}} \quad (53)$$

Дальнейший расчет ведется по указанным в табл. 5 формулам простого трубопровода. Данный прием является, как отмечено, допустимым при неотчетливых расчетах для сравнительно большого времени маневра T_s . Для коллекторных трубопроводов, а также для труб с разветвлениями этим приемом обычно не пользуются. Во второй части настоящей книги дается сравнение полученных результатов по точным методам и изложенному в настоящем параграфе расчету сложного трубопровода с применением осредненной скорости распространения волны [формулы (52), (53)].

7. Основы общего численного метода. Простой трубопровод

Излагаемые ниже основы численного метода [Л. 3, 16, 17] позволяют при помощи элементарных операций не только прийти наиболее быстро к определению максимальной ординаты удара, но и установить распределение ударного давления по длине трубопровода и во времени.

Уравнения (46) и (47) для данного участка простого трубопровода после введения обозначения

$$\bar{\rho} = \frac{\rho}{Q_0}, \quad (44')$$

где Q_0 — установившийся расход на данном участке, иначе

$$\bar{\rho} = \frac{a}{2gH_0\omega},$$

а также
$$\frac{h}{2\bar{\rho}} - Q = \pi \quad (54)$$

и
$$\frac{h}{2\bar{\rho}} + Q = \Omega, \quad (55)$$

могут быть представлены так:

$$\pi_{Ai} = \pi_{Bi+1}, \text{ или } \pi_{A1} = \pi_{B2} \quad (56)$$

и

$$\Omega_{Bi} = \Omega_{Ai+1}, \text{ или } \Omega_{B1} = \Omega_{A2}. \quad (57)$$

π и Ω представляют волновые функции [$\text{м}^3/\text{сек}$], причем π является прямой функцией, а Ω — обратной; индекс i относит рассмотрение к тому или иному номеру полуфазы. Значение $Q = v\omega$ представляет расход, имеющий место в данном узле и в данный момент времени. Знание величины π и Ω в какой-либо момент времени ($t = i\tau$, где $\tau = \frac{l}{a}$ — продолжительность полуфазы) в каком-либо створе ($A, B \dots$) трубы с заданными упругими свойствами позволяет отыскать расход Q и относительное изменение напора h в том же сечении.

Действительно, из (54), (55) сложением получим:

$$h = \bar{\rho}(\pi + \Omega) \quad (58)$$

и вычитанием
$$Q = \frac{\Omega - \pi}{2}. \quad (59)$$

Таким образом, если по расчету или по заданным начальным условиям были получены значения π и Ω для предыдущей полуфазы, то, пользуясь рекуррентными формулами (56), (57), можно получить последующие их значения; имея же π и Ω , по выражениям (58), (59) можно определить Q и h , т. е. решить задачу.

Что касается простых трубопроводов, то для решения задачи гидравлического удара для всей длины трубопровода выписанных выражений достаточно (об ударе в промежуточном сечении трубопровода см. ниже); необходимо лишь задать начальные и граничные условия. В качестве начальных условий могут быть приняты: заданная величина расхода Q или относительной скорости u , относительное изменение давления h , относительное открытие запорного органа η , ускорение на стороне запорного органа и т. д. Например, для случая истечения из простого трубопровода (фиг. 12), снабженного задвижкой в конце A , не учитывая потерь на трение в трубопроводе и, следовательно, считая H действующим напором перед задвижкой, можно написать:

$$v_{Ai} = \varphi_i \sqrt{2gH_{Ai}}, \text{ где } \varphi_i = \frac{1}{\sqrt{\kappa_i^2(\xi_i + 1) - 1}};$$

при этом ξ представляет коэффициент гидравлического сопротивления задвижки, отнесенный к сечению, открываемому задвижкой, а $\kappa = \frac{\omega}{f}$, где ω — сечение трубы.

Поскольку же при установившемся истечении из затвора

$v_{A0} = \varphi_0 \sqrt{2gH_{A0}}$, то делением находим:

$$v_{Ai} = v_{A0} \sqrt{\frac{H_{Ai}}{H_{A0}}} \cdot \varphi_i(\eta), \quad (60)$$

или

$$Q_{Ai} = Q_0 \sqrt{1 + h_{Ai}} \cdot \varphi_i(\eta); \quad (60')$$

значение $\varphi_i(\eta) = \sqrt{\frac{\xi_0 + 1 - \frac{1}{\kappa_0^2}}{\xi_i + 1 - \frac{1}{\kappa_i^2}}}$ представляет функ-

цию относительного открытия, т. е. величины $\eta = \frac{f_i}{f_0}$,

связанную с коэффициентом сопротивления затвора ξ и определяемую по данным гидравлических испытаний затворов различных конструкций (см. например, П. Г. Киселев, Справочник по гидравлическим расчетам, 1950, стр. 101 и следующие). Для активных турбин коэффициент сопротивления может считаться практически не зависящим от открытия, т. е. $\xi_0 = \xi_i$. Если, кроме того, пренебречь скоростным напором в трубопроводе, т. е. отбросить единицу в числителе и знаменателе подкоренного выражения, то получим, что

$$\varphi_i(\eta) = \frac{z_i}{z_0}, \text{ т. е. } \varphi_i(\eta) = \frac{f_i}{f_0} = \eta_i.$$

В последнем случае уравнение (60') напишется так:

$$Q_{Ai} = Q_0 \sqrt{1 + h_{Ai}} \cdot \eta_i. \quad (61)$$

Для реактивных турбин это выражение будет неточным ([Л.14], стр. 128, также [Л.11]), поскольку в данном случае истечение уже будет связано не только с открытием направляющего аппарата, но и с числом оборотов турбины.

В § 10 дается рассмотрение удара при реактивных турбинах с помощью топограмм, т. е. универсальных характеристик, дающих связь между отмеченными выше величинами. Здесь же мы покажем аналитический ход расчета, основанный на математическом представлении некоторой области главной характеристики турбины. Если использовать топограмму в координатах: приведенный расход $Q'_1 = \frac{Q}{\sqrt{H \cdot D^2}}$ и приведенное число оборотов $n'_1 = \frac{nD}{\sqrt{H}}$ (D — диаметр рабочего колеса) с нанесенными изолиниями открытий a (обычно в миллиметрах для модельного колеса) и к. п. д., то можно получить уравнение турбины из следующих соображений:

Разложим $Q'_1 = \Phi(n'_1, a)$ в строку Тейлора

$$Q'_1 = \Phi_0 + \left(\frac{\partial \Phi}{\partial n'_1} \delta n'_1 + \frac{\partial \Phi}{\partial a} \delta a \right) + \\ + \frac{1}{2} \left(\frac{\partial^2 \Phi}{\partial (n'_1)^2} \delta (n'_1)^2 + 2 \frac{\partial^2 \Phi}{\partial n'_1 \partial a} \delta n'_1 \delta a + \frac{\partial^2 \Phi}{\partial a^2} \delta a^2 \right) + \dots$$

Заменяя $\delta a = a - a_0$ и $\delta n'_1 = n'_1 - n'_{1(0)}$, производя разложение и собирая члены с одинаковыми приращениями, найдем:

$$Q'_1 = \gamma_0 + \gamma_1 n'_1 + \gamma_2 a + \gamma_3 n'^2_1 + \gamma_4 n'_1 a + \gamma_5 a^2 + \dots$$

В целях возможного упрощения мы ограничимся квадратичными членами разложения; кроме того, поставим условие, чтобы при $a = 0$ значение

$Q'_1 = \gamma_0 + \gamma_1 n'_1 + \gamma_3 n'^2_1 + \dots = 0$. В таком случае будем иметь:

$$Q'_1 = a(\gamma_2 + \gamma_4 n'_1 + a\gamma_5). \quad (a)$$

Если использовать индекс (0) , отвечающий равновесному состоянию, то тогда можно записать, после введения обозначений

$$q = \frac{Q}{Q_0}, \quad \nu = \frac{n}{n_0}$$

и

$$h = \frac{\Delta H}{H_0},$$

что

$$Q'_1 = \frac{\lambda_q}{Q_0} \cdot \frac{Q}{\sqrt{1+h}},$$

где

$$\lambda_q = \frac{Q_0}{D^2 \sqrt{H_0}}$$

и

$$n'_1 = \lambda_n \frac{\nu}{\sqrt{1+h}},$$

где

$$\lambda_n = \frac{n_0 D}{\sqrt{H_0}}.$$

В таком случае в результате введения выражения для относительного открытия $\eta = \frac{a}{a_0}$ уравнение (a) перейдет в

$$\lambda_q \frac{Q}{\sqrt{1+h}} = Q_0 a_0 \eta \left[\gamma_2 + \gamma_4 \lambda_n \frac{\nu}{\sqrt{1+h}} + a_0 \gamma_5 \eta \right].$$

Полученное выражение, аналогично уравнениям (50) и (61), может быть записано так:

$$Q = Q_0 \psi \eta \sqrt{1+h}, \quad (61')$$

где

$$\psi = K_1 + K_2 \frac{\nu}{\sqrt{1+h}} + K_3 \eta,$$

причем

$$K_1 = \frac{a_0 \gamma_2}{\lambda_q}, \quad K_2 = \frac{a_0 \lambda_n \gamma_4}{\lambda_q} \text{ и } K_3 = \frac{a_0^2 \gamma_5}{\lambda_q}.$$

Если же еще поставить требование, чтобы при $Q = Q_0$, $n = n_0$, $H = H_0$ и $a = a_0$, то из (61') получим $\psi_0 = 1$, а следовательно,

$$K_1 + K_2 + K_3 = 1.$$

Отсюда

$$K_3 = 1 - \frac{a_0}{\lambda_q} (\gamma_2 + \lambda_n \gamma_4)$$

и, окончательно:

$$\psi = K_1 + K_2 \frac{\nu}{\sqrt{1+h}} + (1 - K_1 - K_2) \eta. \quad (61'')$$

Как следует из выражения (61''), для реактивной турбины отклонение от параболического закона истечения, во всяком случае для достаточно близкой окрестности к отправной точке режимной характеристики, связано с параметрами K_1 и K_2 . Определение этих величин не представляет принципиальных затруднений и может быть выполнено методом наименьших квадратов. Для небольших отклонений от отправного режима можно величины K_1 и K_2 приближенно определить по двум точкам топограммы. По [Л. 9] $K_3 = 0$.

Уравнения (61') и (61'') представляют систему изолиний a_0 в координатах $Q'_1 - n'_1$ в виде прямых, наклоненных под переменным угловым коэффициентом $a \gamma_4$ к оси ординат. Этот же вид уравнения может быть с приближением использован для поворотнолопастных турбин.

При расчетах гидравлического удара при реактивных турбинах для тех случаев, когда нет необходимости учитывать изменения числа оборотов, т. е. если

считать $\nu = 1$, оказывается вполне возможным использовать зависимость типа

$$Q_{Ai} = Q_0 \sqrt[n]{1 + h_{Ai}} \cdot \eta_i, \quad (62)$$

являющуюся частным случаем более общей зависимости ([Л.14], стр. 128):

$$Q_{Ai} = Q_0 \sqrt[n]{1 + h_{Ai}} \cdot \eta_i^m.$$

Определение значения n в формуле (62) может быть также сделано методом наименьших квадратов при помощи значений, полученных из топограммы. Выражение (62) может быть тогда приведено к виду

$$\frac{Q'_1}{Q'_{1(0)}} = \frac{a}{a_0} \cdot \left[\frac{n'_1}{n'_{1(0)}} \right]^{1 - \frac{2}{n}},$$

где

$$n = \frac{2}{1 - \frac{\sum k_i y_i - \sum x_i y_i}{\sum y_i^2}},$$

причем

$$k_i = \lg \frac{Q_1}{Q'_{1(0)}}, \quad x_i = \lg \frac{a}{a_0} \quad \text{и} \quad y_i = \lg \frac{n'_1}{n'_{1(0)}}.$$

Индекс (0) относится к расчетным отправным значениям. Если не пользоваться методом наименьших квадратов, то можно для определения коэффициента n поступить так: дифференцированием выражения (62), переходя к конечным разностям, найдем:

$$n = \frac{2}{1 - \frac{\Delta Q'_{1(0)} \cdot n'_{1(0)}}{\Delta n'_{1(0)} \cdot Q'_{1(0)}}}.$$

Последнее выражение позволяет находить величины n при помощи топограммы.

В табл. 7 приведены значения n , а также коэффициентов K_1 и K_2 для турбин различных типов. Как можно видеть, для турбин средней быстроходности (n_s от 250 до 350) значение n близко к 2, и потому расчеты могут быть проведены по тем же формулам, что и для активных турбин [выражение (61)]. Для малых

Значения показателя n в формуле (62) и коэффициентов
в формуле (61')

n_s	Тип	$n'_1(0)$	$Q'_1(0)$	a_0	K_1	K_2	n
300	Ф-300	80	1 200	32	0,999	0,1110	2,23
270	Ф-123	75	1 080	51	1,376	-0,0408	1,92
245	Ф-110	70	1 020	55	1,260	-0,0458	1,91
230	Ф-211	70	1 010	40	1,144	-0,0500	1,89
210	Ф-100	65	920	32	1,192	-0,1420	1,76
190	Ф-82	65	730	42	1,347	-0,0890	1,84
145	Ф-60	60	495	26	1,581	-0,0901	1,83
110	Ф-16	60	300	16	1,658	-0,267	1,58
110	Ф-15	60	300	16	1,591	-0,200	1,67
100	Ф-41	55	280	25	1,855	-0,393	1,43
105	Ф-40	58	280	29	1,758	-0,293	1,57
78	Ф-128	58	150	35	2,160	-0,720	1,16
64	Ф-239	58	110	25	1,989	-0,323	1,52
600	К-70	160	1 500	78	0,653	-1,243	0,89
600	ПрК-70	160	1 700	80	1,063	0,407	3,32
464	К-90	140	1 300	28,5	0,020	-1,440	0,82
495	ПрК-90	130	1 850	30	0,929	0,401	3,35
390	К-91	130	1 130	26	-0,474	-0,376	1,47
415	ПрК-91	120	1 500	26	1,137	0,400	3,35
312	К-232	120	850	60	0,520	-0,820	1,10
345	К-245	125	950	65	0,275	-0,785	1,13
406	ПрК-245	125	1 300	70	0,942	0,411	3,43
330	К-120	120	950	25	0,640	-0,411	1,42
325	К-129	120	900	60	-0,146	-0,374	1,47
342	К-201	130	870	22	0,683	-0,673	1,20
365	К-282	130	1 000	23	0,851	-0,551	1,28

Примечание. Ф — радиально-осевые турбины.
Пр — пропеллерные турбины.
К — поворотнлопастные турбины.

изменений напора, т. е. при $h < 0,5$, из (62) следует, что

$$Q_{Ai} \approx Q_0 \left(1 + \frac{h_{Ai}}{n} \right) \eta_i, \quad (62')$$

Если теперь значение из (61) подставить в уравнение (55), то получим:

$$Q_{Ai} = Q_0 \eta_i \sqrt{1 + h_{Ai}} + \frac{h_{Ai}}{2\rho},$$

откуда найдем повышение напора, устанавливающееся в конце i -товой полуфазы, т. е. величину h_{Ai} в сечении у задвижки:

$$h_{Ai} = \left[\bar{\rho} Q_0 \eta_i + \sqrt{(\bar{\rho} Q_0 \eta_i)^2 + 2\bar{\rho} \Omega_{Ai} + 1} \right]^2 - 1. \quad (63)$$

Выражение (63) позволяет определить h_{Ai} в любой момент времени i на основании известного значения Ω_{Ai} и заданного относительного открытия η_i . Если изменение давления невелико, то, используя выражение (62') взамен (61), для общего случая получим:

$$h_{Ai} = \frac{\Omega_{Ai} - Q_0 \eta_i}{\frac{1}{2\bar{\rho}} + \frac{Q_0 \eta_i}{n}}. \quad (63')$$

Здесь уместно указать на прием, упрощающий вычисление величины удара у запорного органа при квадратичном законе истечения. Если заменить выражение (61) через

$$Q_{Ai} = Q_0 \left(1 + \frac{h_{Ai}}{2m} \right) \cdot \eta_i, \quad (61''')$$

где m представляет функцию напора, определяемую из сравнения $\sqrt{1+h} = 1 + \frac{h}{2m}$, то после простых действий получим:

$$m = \frac{1}{2} (1 + \sqrt{1+h}).$$

При $h=0$, $m=1$ и, следовательно, в выражении (63') значение $n=2m$. Для различных значений изменений давления приводим табличку величин m (промежуточные значения следует интерполировать линейно):

$h=0$	0,05	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	
$m=1,000$	1,010	1,025	1,036	1,048	1,059	1,070	
$h=0,35$	0,40	0,45	0,50	0,55	0,60	0,65	0,70
$m=1,081$	1,091	1,102	1,113	1,123	1,133	1,143	1,152
$h=0,75$	0,80	0,85	0,90	0,95	1,00	1,25	1,50
$m=1,161$	1,171	1,180	1,189	1,198	1,207	1,250	1,291
$h=1,75$	2,00	2,50	3,00				
$m=1,329$	1,366	1,435	1,500				

Задавая предварительно значением m , можно вести расчет последовательным приближением, пользуясь для определения h , аналогично (63'), выражением

$$h_{Ai} = 2 \frac{\Omega_{Ai} - Q_0 \gamma_i}{\frac{1}{\rho} + \frac{Q_0 \gamma_i}{m}}. \quad (63'')$$

Найдя h по приведенной выше табличке, уточним значение m и проведем расчет по выражению (63'') вновь, и так до достижения должного совпадения¹. Расчет (см. часть вторую) показывает, что для достижения вполне удовлетворительных результатов обычно достаточно второго приближения; при этом вычисление упрощается, поскольку устраняется необходимость вычисления малых разностей по выражению (63).

Граничные условия для простых трубопроводов мыслятся следующими:

а) Тупой конец, закрытая задвижка, закрытый направляющий аппарат и т. д. В данном случае расход Q в рассматриваемом сечении, например в A , будет равен нулю и, следовательно, из (54) и (55) следует, что

$$\pi_{Ai} = \Omega_{Ai}. \quad (64)$$

б) Свободная поверхность — уравнительный резервуар, напорный бассейн и т. д. Поскольку напор, иначе — уровень, в данном сечении, например в точке B , будет оставаться постоянным, значение $h_B = 0$, а потому из (58) следует

$$\pi_{Bi} = -\Omega_{Bi}. \quad (65)$$

Скорость (или расход) в сечении B может быть получен в результате подстановки в уравнения (54), (55) значений функций π или Ω , что даст:

$$Q_{Bi} = \Omega_{Bi} - \frac{h_{Bi}}{2\rho}, \quad (66)$$

или

$$Q_{Bi} = \pi_{Bi} + \frac{h_{Bi}}{2\rho}. \quad (67)$$

¹ Применение данного приема упрощенного вычисления возможно в ряде аналогичных случаев — см. например § 22.

При наличии в конце A турбины или иного гидравлического механизма, в частности холостого спуска, связь $Q(h, t)$ может быть задана при помощи уравнения характеристики механизма. В общем случае решение (ср. § 12) получается в виде корней дифференциального уравнения, которые определяют значения искомых расхода, скорости и давлений у гидравлического механизма в данный момент времени.

Для сложного трубопровода граничные условия задаются в виде „разрывностей“ характеризующихся изменением либо числа труб, либо упругих свойств разных участков (ср. § 9).

Численный расчет удара ведется в табличной форме; для уяснения последовательности проведения расчета в табл. 8 приводится схема, соответствующая случаю простого трубопровода с турбиной, помещенной в узле A , и резервуаром — в узле C . Середина трубопровода обозначена узлом B . В графе „время“ дается продолжительность времени от начала расчета, выраженная в долях полуфазы, т. е. величины $\tau = \frac{l}{a}$, принятой в качестве интервала, причем l представляет длину каждого участка; например, 3 означает продолжительность $3 \cdot \tau$, сек, протекших от начала отсчета. В графе „относительное открытие“ дается значение η или $\varphi(\eta)$ по формулам (60), (60'). Значение $\eta = 1$ в момент 0 отвечает полному открытию, $\eta = 0$ — полному закрытию задвижки.

Начальные значения функций π и Ω (в узлах A , B и C) в моменты, определяющиеся зоной $A_0 B_1 C_2 C_0$, вычисляются, исходя из заданного установившегося расхода Q_0 м³/сек и начального повышения давления $h=0$, имевших место до наступления начала процесса в указанных точках. Значения π и Ω выписываются в соответствующие строки и столбцы таблицы (A_0, B_0, C_0, B_1, C_1 и C_2). Что касается Ω , то в соответствии с (57) оно переносится диагонально вниз влево (перенос показан в тексте таблицы), а π переносится вправо также вниз (показано в таблице). Таким образом, например, имея вычисленное значение Ω_{C_0} , можем получить непосредственно величины $\Omega_{A_2} = \Omega_{B_1} = \Omega_{C_0}$ путем диагонального переноса. Подобным же путем получаем

**Схема построения таблицы расчета гидравлического удара в простом трубопроводе
(без учета сопротивлений)**

Время в долях полупазы $\tau = \frac{l_{AB}}{a} = \frac{l_{BC}}{a}$	η Относительное открытие	Элементы	Узел А у активной турбины	Узел В—середина трубопровода	Узел С у резервуара
0	η_0	π	$\frac{h_{A0}}{2\rho} - Q_0 = \pi_{A0} (= - Q_0)$	$\pi_{B0} = \pi_{A0}$	$\pi_{C0} = \pi_{B0} = \pi_{A0}$
		Ω	$\frac{h_{A0}}{2\rho} + Q_0 = \Omega_{A0} (= + Q_0)$	$\Omega_{B0} = \Omega_{A0}$	$\Omega_{C0} = \Omega_{B0} = \Omega_{A0}$
		Q	Q_{A0} (задано)	$Q_{B0} = Q_{A0}$	$Q_{C0} = Q_{B0} = Q_{A0}$
		h	$h_{A0} = 0$ (статическое давление)	$h_{B0} = h_{A0} = 0$	$h_{C0} = h_{B0} = h_{A0}$

1	η_1	π Ω Q h	$\Omega_{A1} = \Omega_{B0}$ (перенос из B_0) $h_{A1} = \frac{\Omega_{A1} - Q_0 \eta_1}{\frac{1}{2\rho} + \frac{Q_0 \eta_1}{2}}$	$\pi_{B1} = \pi_{A0}$ (перенос из A_0) $\Omega_{B1} = \Omega_{C0}$ $Q_{B1} = \frac{\Omega_{B1} - \pi_{B1}}{2}$ $h_{B1} = \bar{\rho} (\Omega_{B1} + \pi_{B1})$	$\pi_{C1} = \pi_{B0}$ (перенос из B_0) $\Omega_{C1} = -\pi_{C1}$ (полное отражение) $Q_{C2} = -\pi_{C1}$ $h_{C1} = 0$ (постоянный уровень в резервуаре)
2	η_2	π Ω Q h	$\pi_{A2} = \frac{h_{A2}}{\rho} - \Omega_{A2}$ $\Omega_{A2} = \Omega_{B1}$ (перенос из B_1) $Q_{A2} = \frac{\Omega_{A2} - \pi_{A2}}{2}$ $h_{A2} = \frac{\Omega_{A2} - Q_0 \eta_2}{\frac{1}{2\rho} + \frac{Q_0 \eta_2}{2}}$ и т. д.	$\Omega_{B2} = \Omega_{C1}$ (перенос из C_1) и т. д.	$\pi_{C2} = \pi_{B1}$ (перенос из B_1) $\Omega_{C2} = -\pi_{C2}$ (полное отражение) $Q_{C2} = -\pi_{C2}$ $h_{C2} = 0$ и т. д.

$\pi_{A0} = \pi_{B1} = \pi_{C2}$ и т. д. Для заполнения столбца A для которого, начиная от точки I , имеет место нарушение установившегося режима, у нас имеются значения Ω_A и η , которые позволяют на основании формул (62)—(63') определить величины h_A и π_A в соответствующий момент времени. Например, значение h_{A2} при известных Q_0 , $\bar{\rho}$, η_{A2} и Ω_{A2} согласно упрощенной формуле, соответствующей значению $n=2$ (63'), равно

$$2 \frac{\Omega_{A2} - Q_0 \eta}{\frac{1}{\bar{\rho}} + Q_0 \eta};$$

в узле A в момент 2, имея заполненными два значения (Ω и h), находим последовательно $\pi_{A2} = \frac{h_{A2}}{\bar{\rho}} - \Omega_{A2}$ [формула (58)], а затем из (59) $Q_{A2} = \frac{\Omega_{A2} - \pi_{A2}}{2}$. В вышеприведенных вычислениях всюду характеристика трубопровода остается постоянной, т. е. по формуле (44')

$$\bar{\rho} = \frac{a}{\omega} \frac{1}{2gH_0}.$$

Полученное в узле A_2 значение π_{A2} согласно рекуррентной формуле (56) подлежит переносу диагонально вправо вниз, что указано в таблице — в узлы B_3 , C_4 и т. д. Найденная в каком-либо из узлов (например, в промежуточном узле B_2) пара значений π и Ω дает возможность отыскать $h_{B2} = \bar{\rho}(\pi_{B2} + \Omega_{B2})$ формула (58)] и $Q_{B2} = \frac{\Omega_{B2} - \pi_{B2}}{2}$ [формула (59)]. Что касается узла C , где предполагается свободная поверхность, то согласно условию (65) получаем всегда $\pi_c = -\Omega_c$ (65). Поскольку же π_c перенесено из предыдущего узла, находящегося по диагонали слева и вверху таблицы, то этим значение Ω вполне определяется. Кроме того, в узле C по условию $h_c = 0$, а расход $Q_c = \frac{\Omega_c - \pi_c}{2} = -\pi_c$ [формула (59)].

Совершенно подобным образом заполняются все дальнейшие графы таблицы, не показанные на схеме,

а именно: функции Ω переносятся влево вниз от своих граничных значений, определяемых в узле C , так как на свободной поверхности (65) $\pi_C = -\Omega_C$; функции π в свою очередь переносятся вправо вниз от своих начальных значений в узле A , где они определяются по заданному значению открытия η и величине Ω , имеющим место в данном узле. Пара значений π и Ω , или двух любых остальных значений из четырех, т. е. из π , Ω , h и Q , достаточна для нахождения двух недостающих, т. е. дает полное решение.

Для момента времени, следующего за полным закрытием и далее, определение величины давления в узле A по известному значению обратной волны Ω_A , полученному после диагонального переноса, совершается по выражению для тупого конца

$$h = 2\bar{\rho}\Omega. \quad (66')$$

В том случае, если при закрытии задвижки давления по расчету получаются отрицательными, что может иметь место в случаях малых напоров ГЭС или в точках перегиба трассы, необходимо убедиться, не происходит ли отрыва колонны воды от задвижки (в узле A) или вообще разрыва сплошности течения в любом промежуточном узле. Последнее произойдет в том случае, если

$$h < \frac{H_{0,x}}{H_0} + \frac{H_v}{H_0},$$

где $H_v = \frac{p_v}{\gamma}$ — допустимое разрежение в данной точке.

В таких случаях, ограничивая значение $h = h_v = \frac{H_{0,x} + H_v}{H_0}$, получим в соответствующем столбце в качестве граничных условий значения h_v и Ω , что позволит найти два прочих значения, т. е. π и Q . Переход к положительному значению h должен быть обусловлен подходом колонны воды к узлу и произойдет тогда, когда перемещение концов колонны, иначе — сумма последовательно взятых скоростей концов колонны, станет равной 0 (фиг. 46).

В результате прочтения занесенных в каждую клетку таблицы значений h и Q можно построить диаграмму удара для каждого узла (A, B, \dots) по времени, т. е. для 1, 2... полуфаз. Примеры построения приведены

во второй части книги; там же указаны рекомендуемые упрощения при заполнении таблиц.

При проектировании гидроэлектростанций иногда возникает необходимость определения удара, если задан не закон изменения открытия—закрытия направляющего аппарата турбины, а закон изменения мощности в процессе регулирования. Рассмотрим активную турбину (о реактивной см. § 10). Поскольку для этого типа турбин величину к. п. д. можно считать не связанной с напором турбины и зависящей только от мощности, то из общего выражения мощности турбины следует:

$$\frac{Q}{Q_0} = \frac{N}{N_0} \cdot \frac{H_{T,0}}{H} \cdot \frac{\eta_0}{\eta}. \quad (68)$$

Здесь η представляет к. п. д. турбин при мощности N , η_0 — к. п. д. при мощности N_0 , $H_{T,0}$ — расчетный напор турбины. Если ввести теперь обозначения

$$\frac{N}{N_0} = \nu,$$

что представляет заданную по условию функцию времени или номера полуфазы i , а также

$$\frac{H_{T,0}}{H} = \frac{H_{T,0}}{H_0} \cdot \frac{H_0}{H} = \frac{\vartheta}{1+h},$$

где $\vartheta = \frac{H_{T,0}}{H_0}$ представляет отношение расчетного напора турбины к напору брутто установки H_0 и, наконец, заменить $\frac{\eta}{\eta_0} = \epsilon$, то из (68) получим для i -товой полуфазы:

$$Q_i = Q_0 \frac{\nu_i}{\epsilon_i} \cdot \frac{\vartheta}{1+h_i}.$$

Остается подставить Q_i в выражение (55), откуда получим для узла у турбины (индексы опущены):

$$\Omega = \frac{h}{2\rho} + Q_0 \frac{\nu}{\epsilon} \cdot \frac{\vartheta}{1+h}. \quad (69)$$

Из (69) может быть непосредственно получено значение h . Для небольших изменений напора, заменяя до-
82

статочно точно $\frac{1}{1+h} \approx 1-h$, приходим из (69) к расчетной формуле:

$$h = \frac{\frac{\Omega Q_0 v \vartheta}{\varepsilon}}{\frac{1}{2\rho} - \frac{Q_0 v \vartheta}{\varepsilon}}. \quad (69')$$

Пользование формулой (69') совершенно аналогично пользованию формулой (63'); необходимо лишь задать закон изменения мощности $\nu(i)$, что позволит для каждой полуфазы, т. е. для каждого элемента времени, определить по характеристике турбины значение к. п. д., а следовательно, и величины ε . Форма расчета укладывается в схему табл. 8.

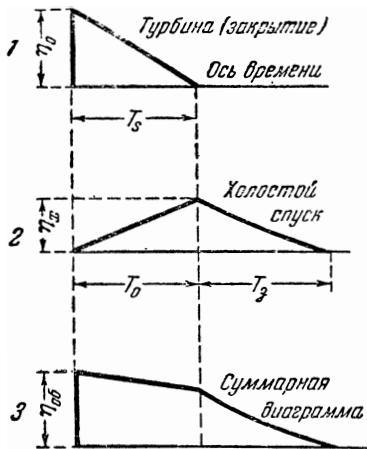
К задаче простого трубопровода относится также частый в гидроэнергетической практике случай, когда необходимо таким образом подобрать закон открытия отверстия (например, холостого выпуска или регулятора давления и т. д.), чтобы обеспечить заранее заданную величину удара. Задача эта с точки зрения расчета удара решается весьма просто. Для этого достаточно в графе А (табл. 8) задать значения h для каждой полуфазы. В таком случае формулы (63), (63') уже могут быть использованы для определения величины открытия η , так как например из (63')

$$\eta_i = \frac{1}{Q_0} \cdot \frac{\Omega_{Ai} - \frac{h_{Ai}}{2\rho}}{1 + \frac{h_{Ai}}{n}}. \quad (70)$$

Последовательное вычисление η_i позволит построить желательную для данной ГЭС диаграмму величины открытия—закрытия затвора в функции времени, которую следует осуществить посредством соответствующей кинематической схемы.

Что касается обычных холостых спусков, приводимых в движение от регулятора скорости турбины, то закон их открытия приблизительно может быть представлен схемой, изображенной на фиг. 14,2. Закон открытия отверстия приближенно может быть принят линейным с продолжительностью открытия $T_0 = T_s$ (T_s — продолжительность закрытия направляющего аппарата тур-

бины). Далее идет период закрытия холостого спуска— T_3 , представляющийся приблизительно в виде квадратичной параболы (ТНИСГЭИ, 1948 г.). Таким образом,



Фиг. 14. Схема открытия холостого спуска турбины (ср. фиг. 38).

узла B (фиг. 13), в момент времени 3 величина гидравлического удара может быть установлена из условия наложения импульсов Ω_{C2} и π_{A2} , т. е. [см. выражение (58)]

$$h_{B3} = \bar{\rho}(\Omega_{C2} + \pi_{A2}).$$

Заменим теперь $\Omega_{C2} = -\pi_{C2}$, что соответствует полному отражению от свободной поверхности, а также $\pi_{C2} = \pi_{A1}$, что вытекает из рекуррентного переноса волн [формула (56)]. В таком случае взамен написанного выше выражения получим, что $h_{B3} = \bar{\rho}(\pi_{A2} - \pi_{A1})$. Если теперь раскрыть значение π из (54), то получим:

$$2h_{B3} = h_{A2} - h_{A1} + 2\bar{\rho}(Q_{A1} - Q_{A2}).$$

Остается при помощи выражений типа (55), записанных для узлов A_1 и A_2 , определить

$$Q_{A1} - Q_{A2} = \frac{h_{A2} - h_{A1}}{2\bar{\rho}} + \Omega_{A1} - \Omega_{A2},$$

по заданным T_s и T_0 , а также зная пропускную способность холостого спуска при полном открытии ($\eta_x = 1$), можно установить закон общего изменения открытия $\eta_{об}$, (фиг. 14,3), который и должен послужить для расчета по формуле (63'). Как будет видно ниже (§ 9 и следующие), для сложного трубопровода в решении указанных выше задач не будет никаких принципиальных изменений.

Для промежуточного сечения простого трубопровода, например для

что после подстановки в предыдущее выражение позволит исключить неизвестные расходы и определить удар в промежуточном сечении простого трубопровода

$$h_{B_3} = h_{A_2} - h_{A_1} + \bar{p}(\Omega_{A_1} - \Omega_{A_2}).$$

В частном случае, если $\Omega_{A_1} = \Omega_{A_2}$, что имеет место для промежутков времени, меньших, чем фаза удара, получим, что $h_{B_3} = h_{A_2} - h_{A_1}$.

Для узла B , расположенного на характеристике $A_2 - B_3$, как показано Л. Сапир (1949 г.), величина удара для первой фазы получается максимальной. Для линейного закона открытия в соответствии с выражениями § 6 можем в таком случае получить следующее упрощенное выражение для удара в конце первой фазы при медленном закрытии:

$$h_B = \frac{2\sigma}{\frac{1 + \rho\eta_0}{1 - \xi} - \sigma}.$$

Здесь $\xi = \frac{x}{l}$, причем x представляет расстояние от затворного органа. При $x=0$, т. е. для сечения у турбины, величина удара, подсчитанная по данному выражению, переходит в выражение, указанное в табл. 5. Вычисление показывает, что распределение максимального удара вдоль трубопровода для конца первой фазы обращено выпуклостью вверх.

8. Силы трения и местные сопротивления

В предыдущем изложении принималось, что пьезометрическая линия до изменения режима была горизонтальной и, следовательно, потерь на трение и местные сопротивления не было. В случае, если необходимо учесть потери, можно поступить двояко.

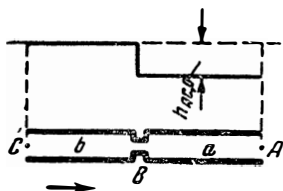
Можно взамен формул (56), (57) применить рекуррентные выражения (37), (38), которые в результате умножения на $\frac{Q_0}{2\rho H_0}$ перейдут в

$$(\Omega + R)_{A_2} = (\Omega + R)_{B_1} \quad (56')$$

и

$$(\pi - R)_{A_1} = (\pi - R)_{B_2}; \quad (57')$$

значение $R = \frac{Q_0 H_C}{2\rho H_0}$, где $H_C = a i_f t \equiv \pm l_{AB} i_f$, пропорционально напору, затраченному на преодоление сопротивлений на данном участке, связанному всякий раз со скоростью (расходом) на данном участке в данный момент времени; верхний знак соответствует обратной волне (35), нижний — прямой (36).



Фиг. 15. Схема трубопровода с узлом сопротивления. $h_{AC,0}$ — потеря при установившемся режиме $Q_0 = Q_{C0} = Q_{B0}$.

Прием расчета, аналогичный указанному в ([Л. 17], стр. 290). Более простым, однако, явится введение „узлов сопротивлений“, смысл которых заключается в следующем.

Будем полагать (фиг. 15), что по длине простого трубопровода AC все потери сосредоточены в узле B, т. е. на середине его длины. Подобное предположение может быть распространено на сколь угодно большое количество узлов сопротивлений, причем принципиальная сущность излагаемого ниже расчета от этого не изменится. Вводя индексы a и b для обозначения участка трубы, можем написать, например для момента 2 (исчисление времени идет в долях полуфазы участка AB или BC):

$$\Omega_{bC1} = \Omega_{bB2} \text{ и } \pi_{aA1} = \pi_{aB2}.$$

Раскрывая правые части выписанных выражений при помощи формул (54), (55), получим:

$$\Omega_{bC1} = \frac{h_{bB2}}{2\rho b} + Q_{bB2} \text{ и } \pi_{aA1} = \frac{h_{aB2}}{2\rho a} - Q_{aB2}.$$

Ввиду равенства для каждого момента времени расходов в трубе для узла B выше и ниже сопротивления, т. е. ввиду того что $Q_{bB2} = Q_{aB2} = Q$, а также $\bar{\rho}_a = \bar{\rho}_b = \bar{\rho}$, вычитанием найдем:

$$h_{bB2} - h_{aB2} = 2\bar{\rho}(\Omega_{bC1} - \pi_{aA1}) - 4\bar{\rho}Q. \quad (a)$$

С другой стороны, представляя величину сопротивлений в узле B в виде, соответствующем обычной формуле истечения, например для момента 2, т. е.

$$Q_{b2} = \mu\omega \sqrt{2g\Delta H_2},$$

где $\Delta H_2 = H_0(h_{b_{22}} - h_{aB2})$, и поскольку при установившемся режиме

$$Q_{B0} = \mu_0 \omega \sqrt{2g\Delta H_0}, \text{ а } \Delta H_0 = H_0 h_{AC,0}$$

представляет напор, затрачиваемый на преодоление сопротивлений на участке $A - C$ при установившемся режиме, то, соединяя написанные выражения, можем написать в том случае, если $\mu = \mu_0$, что верно при квадратичном законе сопротивления:

$$\left(\frac{Q_{B2}}{Q_{B0}}\right)^2 = \frac{h_{bB2} - h_{aB2}}{h_{AC,0}}. \quad (6)$$

Подставляя теперь в выражение (а) значение перепада в узле B из выражения (б), приходим к формуле для определения расхода в узле B в момент 2, т. е.:

$$Q_{B2} = \frac{2\bar{\rho}}{\alpha} \left[\sqrt{1 + \frac{(\Omega_{bC1} - \pi_{aA1})^2}{2\bar{\rho}} - 1} \right], \quad (71)$$

где $\alpha = \frac{h_{AC,0}}{Q_0^2}$.

Имея по (71) значение Q_{B2} , можно найти перепад по выражению (б), т. е.:

$$\Delta h_{Bi} = h_{AC,0} \left(\frac{Q_{Bi}}{Q_{B0}}\right)^2, \quad (72)$$

а также определить все прочие элементы расчета, совершенно подобно тому, как это было разъяснено выше для трубопровода, лишенного сил трения. Полный перепад (напор), потерянный на сопротивления, будет составлять $\Delta H_{Bi} = \Delta h_{Bi} \cdot H_0$.

Схема расчета, выполняемого в табличном виде, приводится в табл. 9. Пусть в трубопроводе (фиг. 15) на участке ABC учитывается наличие трения, обуславливающего перепад, равный при установившемся расходе $\Delta H_0 = H_0 \cdot h_{AC,0}$ на общей длине трубы AC . Перепад этот сосредоточиваем на середине трубы (узел B). В табл. 9 условно принято начало от момента 2. Первая строка, соответствующая условиям, определенным как в § 7, предполагается известной. Перенос значений Ω диагонально влево вниз и π — вправо вниз совершается, как и для случая отсутствия сопротивлений,

**Схема построения таблицы на участке А—С простого трубопровода
при наличии сопротивлений в узле В**

Время в до- лях по- луфазы	Эле- менты	Труба а, $\bar{\rho}_a$		Труба б, $\bar{\rho}_b = \bar{\rho}_a$	
		А (к турбине)	В узел сопротивлений	В	С (к резервуару)
2 (ус- лов- но)	π Ω Q h	$\pi_{aA2} = \pi_{ay1}$ (перенос из Y_1)	$\pi_{aB2} = \pi_{a41}$ (перенос из A_1)	$\Omega_{bB2} = \Omega_{bC1}$ (перенос из C_1)	$\Omega_{bC2} = \Omega_{bx1}$ (перенос из X_1)
3	π Ω Q h	$\pi_{aA3} = \pi_{ay2}$ (перенос из Y_2)	$\pi_{aB3} = \pi_{aA2}$ (перенос из A_2) $\Omega_{aB3} = 2Q_{B3} + \pi_{aB3}$ $Q_{B3} = \frac{2\bar{\rho}}{\alpha} \left[\sqrt{1 + \frac{(\Omega_{bB3} - \pi_{aB3})}{2\bar{\rho}}} - 1 \right]$ $h_{aB3} = \bar{\rho}_a (\Omega_{aB3} + \pi_{aB3})$	$\pi_{bB3} = \Omega_{bB3} - 2Q_{B3}$ $\Omega_{bB3} = \Omega_{bC2}$ (перенос из C_2) $h_{bB3} = \bar{\rho}_b (\Omega_{bB3} + \pi_{bB3})$	$\Omega_{bC3} = \Omega_{bx2}$ (перенос из X_2)
4	π Ω	$\Omega_{aA4} = \Omega_{aB3}$ (перенос из B_3) и т. д.	$\pi_{aB4} = \pi_{aA3}$ (перенос из A_3)	$\Omega_{bB4} = \Omega_{bC3}$ (перенос из C_3) и т. д.	$\pi_{bC4} = \pi_{bB3}$ (перенос из B_3)

но только в пределах каждой трубы; в узлах у турбины и резервуара вычисление ведется по схеме, указанной в табл. 8, и потому здесь не излагается. В узле же B , т. е. на стыке двух участков труб, разъединенных сосредоточенным сопротивлением, например в момент 3 , значение расхода, т. е. Q_{B3} определяется по формуле (71). Для этого используются полученные снесением значения Ω_{bB3} и π_{aB3} и, следовательно, все величины, входящие в формулу (71), становятся известными. Значения остальных элементов будут: в трубе a [из (58)]: $h_{aB3} = \bar{\rho}(\Omega_{aB3} + \pi_{aB3})$ и $\Omega_{aB3} = 2Q_{B3} + \pi_{aB3}$, а в трубе b : $h_{bB3} = \bar{\rho}(\Omega_{bB3} + \pi_{bB3})$ и [из (59)] и $\pi_{bB3} = \Omega_{bB3} - 2Q_{B3}$ и т. д. Значение относительного перепада давления в узле B в момент 3 [формула (58)] будет равно $\Delta h_{B3} = \bar{\rho}[(\Omega_{aB3} - \Omega_{bB3}) + (\pi_{aB3} - \pi_{bB3})]$. Что касается вычисления значения перепада $h_{AC,0}$ на участке AC , соответствующего установившемуся расходу Q_0 , то оно производится по обычным правилам гидравлики и здесь не излагается (см. примечание к стр. 18).

В том случае, если характеристики участков a и b различны, т. е. если рассматривается перепад на участке $A-C$, принадлежащем к сложному трубопроводу, то совершенно аналогично выводу, приведенному выше взамен (71) получим:

$$Q_{B2} = \frac{\bar{\rho}_a + \bar{\rho}_b}{\alpha} \left[\sqrt{1 + \frac{(\Omega_{bCi} \bar{\rho}_b - \pi_{aAi} \bar{\rho}_a) 2z}{(\bar{\rho}_a + \bar{\rho}_b)^2}} - 1 \right]. \quad (71')$$

Применение данного выражения разъяснено в примере § 22.

9. Сложный трубопровод—участок коллектора

Рассмотрим какой-либо узел F , характеризующийся подходом к нему различных труб $A, B \dots K$ (фиг. 16), в общем случае разных размеров и упругих свойств; направление движения воды, имевшего место до изменения режима, показано стрелками. Выберем длины l участков $a, b \dots$ таким образом, чтобы продолжительность пробега волны удара была одинаковой на этих участках, т. е. чтобы $\tau_a = \tau_b = \tau_c$. Определим теперь

величину давления в узле F , полагая из предыдущего расчета известными значения π для труб, отводящих воду от узла, и Ω —для труб, подводящих воду к узлу.

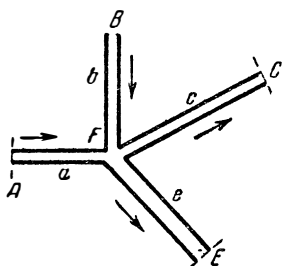
Если теперь выписать значения указанных функций (54), (55):

$$\pi_{cC1} = \pi_{cF2}, \quad \text{т. е.} \left(\frac{h}{2\rho} - Q \right)_{cF2};$$

$$\Omega_{bB1} = \Omega_{bF2}, \quad \text{т. е.} \left(\frac{h}{2\rho} + Q \right)_{bF2};$$

$$\Omega_{aA1} = \Omega_{aF2}, \quad \text{т. е.} \left(\frac{h}{2\rho} + Q \right)_{aF2} \text{ и т. д.,}$$

то, складывая почленно эту систему уравнений, получим:



$$\begin{aligned} \pi_{cC1} + \Omega_{bB1} + \Omega_{aA1} + \dots &= \\ &= \sum_a^k \frac{h}{2\rho} + \sum_a^k Q. \end{aligned}$$

Фиг. 16. Схема к расчету сложных трубопроводов—узел соединения нескольких труб.

Поскольку, однако, в узле F в каждый момент времени значение

$$\sum_a^k Q = 0, \quad \text{а также, если не}$$

учитывать влияние местных сопротивлений, то следует считать

величину давления независимой от напрвления отсчета в узле F , иначе $h_{aF} = h_{bF} = \dots = h_F$; то да найдем из вышенаписанного:

$$\pi_{cC1} + \Omega_{bB1} + \Omega_{aA1} \dots = h_{F2} \cdot \frac{1}{2} \sum_a \frac{1}{\rho},$$

откуда

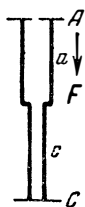
$$h_{F2} = 2 \frac{\sum_a^k \pi, \Omega}{\sum_a \frac{1}{\rho}}. \quad (73)$$

Выражение (73) позволяет найти значение неизвестного изменения напора h в узле F в данный момент времени (в рассматриваемом случае — в момент 2). В частности, если рассматривается только изменение упругих свойств трубопровода, не имеющего разветвлений (фиг. 17), иначе — если узел F представляет „равновесность“, то формула (73) переходит в

$$h_{F2} = 2 \frac{\pi_{cC1} + \Omega_a A1}{\frac{1}{\rho_a} + \frac{1}{\rho_c}}. \quad (74)$$

Имея для узла F значение Ω или π , а также определив h в том же узле, можем по формулам (58), (59), подобно указанному в § 7 и 8, найти остальные элементы, т. е. решить задачу.

Пользуясь вышеприведенным ходом рассмотрения, дадим без выводов (ср. [Л. 17], стр. 279) расчетную формулу для случая, когда из узла F происходит истечение в атмосферу либо в результате разрыва трубопровода, либо в силу наличия потребителя воды в данном узле. В том случае, если установившийся расход истечения в узле F при напоре H_0 будет равен $Q_{p, 0}$, то давление в узле F составит



Фиг. 17. Схема к расчету сложных трубопроводов — узел с одной разрывностью.

$$h_{F2} = \frac{2 \left[\sum_a^k \pi, \Omega - Q_{p, 0} \right]}{\sum_a \frac{1}{\rho} + Q_{p, 0}}. \quad (75)$$

В частном случае, если узел F совпадает с отдельной точкой коллектора, т. е. если происходит только подвод воды к данному узлу от элементов коллектора, то величина $\sum \pi, \Omega$ в числителе переходит в $\sum \Omega$, так как значения π становятся равными 0.

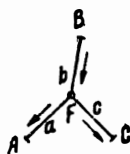
Схема расчета участка коллекторного трубопровода, питающего две турбины (в направлении узлов A и C), представлена на табл. 10. Диаметры труб и начальные расходы по участкам считаются известными,

Расчетная схема построения таблицы для коллек-

Время в до- лях полуфаз	Элементы	Труба $a, \bar{\rho}_a$		Труба $b, \bar{\rho}_b$
		A к турбине	F	F
2 (ус- ЛОВНО)	π	$\pi_{aA2} = \pi_{aY1}$ (перенос из Y_1)		
	Ω			
	Q			
	h			
3	π		$\pi_{aF3} = \pi_{aA2}$ (перенос из A_2)	$\pi_{bF3} = \frac{h_{F3}}{\rho_b} - \Omega_{bF3}$
	Ω		$\Omega_{cF3} = \frac{h_{F3}}{\rho_a} - \pi_{aF3}$	$\Omega_{bF3} = \Omega_{bB2}$ (перенос из B_2)
	Q		$Q_{aF3} = \frac{\Omega_{aF3} - \pi_{aF3}}{2}$	$Q_{bF3} = \frac{\Omega_{bF3} - \pi_{bF3}}{2}$
	h		$h_{13} = 2 \frac{\pi_{aF3} + \Omega_{bF3} + \pi_{cF3}}{\frac{1}{\rho_a} + \frac{1}{\rho_b} + \frac{1}{\rho_c}}$	
4	π			
	Ω	$\Omega_{aA4} = \Omega_{aF3}$ (перенос из F_3)		$\Omega_{bF4} = \Omega_{bB3}$ (перенос из B_3)
	Q			
	h			$h_{F4} = 2 \frac{\sum \pi, \Omega}{\sum \frac{1}{\rho}}$

торного трубопровода (узел F трех труб)

	Труба c, \bar{p}_c		Примечания
	B к резервуару	C к турбине	
$\Omega_{bB2} = \Omega_{b,x1}$ (перенос из X_1)	$\pi_{cC2} = \pi_{cz1}$ (перенос из Z_1)		
$\Omega_{bB3} = \Omega_{b,x2}$ (перенос из X_2)	$\pi_{cC3} = \pi_{cz2}$ (перенос из Z_2)	$\pi_{cF3} = \pi_{cC2}$ (перенос из C_2)	h_{F3} (как слева в трубах a, b)
$\pi_{bB4} = \pi_{bF3}$ (перенос из F_3)		$\pi_{cF4} = \pi_{cC3}$ (перенос из C_3)	h_{F4} (как слева в трубах a, b)



а следовательно, известны и значения характеристик $\bar{\rho} = \frac{a}{\omega \cdot 2gH_0}$ на отдельных участках.

Пусть в некоторый момент времени 2 значения функций Ω для труб, подводящих воду к узлу, и π — для отводящих известны в начальных и граничных узлах коллектора. В таком случае определение h для узла F , принадлежащего отрезкам труб a , b и c , производится посредством выражения (73); например, для момента 3 согласно известным π_{aF3} (перенесено слева из узла A_2), Ω_{bF3} (перенесено справа из узла B_2) и π_{cF3} (перенесено слева из узла C_2) выписывается в строчке 3 в узле F . Поскольку последний принадлежит трем участкам труб (a , b и c), то поэтому в расчетной схеме табл. 10 узел этот повторяется трижды — в участках AF , FB и CF . Таким образом, в узле F в момент 3 из четырех оказываются известными пары значений: π , h — для участка AF , Ω , h — для участка FB и π , h — для участка CF , на основании которых исчисляются по формулам (54), (55) и (58), (59) по два недостающих значения для каждого узла. В узлах турбины и резервуара, равно как и в узлах разрывностей, соответствующих перемене упругих свойств подводящего трубопровода, и т. д., вычисления совершаются вполне аналогично указанному в таблицах § 7, 8. Надо лишь иметь в виду, что число расчетных столбцов в таблице равно сумме произведений из числа узлов разрывностей на число участков, подводимых к ним, к которой должна быть добавлена сумма всех узлов. Для разветвленного коллектора, или для трубопровода с большим числом разрывностей, таким образом, таблица типа 10 может получиться громоздкой. Поэтому необходимо, по возможности, упрощать расчетную схему посредством объединения некоторых участков (см. примеры во второй части).

В том случае, если рассматривается явление прямого удара, то, сохраняя полностью все рассуждения, связанные с переносом импульсов и установлением начальных и граничных условий, получим существенное упрощение вычислений. Если в качестве примера (см. расчетную схему табл. 10) рассматривать явление внезапного закрытия турбины A при работе турбины C

(Q_0 — представляет расход, проходящий через каждую турбину), то получим, что значения

$$\pi_{aA2} = \pi_{aF3} = \frac{h_{A2}}{2\rho_a} - 0 = \frac{h_{A2}}{2\rho_a},$$

$$\Omega_{bF3} = \Omega_{bB2} = \frac{0}{2\rho_b} + 2Q_0 = 2Q_0$$

и

$$\pi_{cF3} = \pi_{cC2} = \frac{h_{C2}}{2\rho_c} - Q_0 = -Q_0.$$

Таким образом, подстановка в (73) дает давление в узле в момент Э

$$h_{F3} = \frac{1}{\sum_a^k \frac{1}{\rho}} \left(\frac{h_{A2}}{\rho_a} + 2Q_0 \right).$$

При внезапном закрытии обеих турбин

$$\pi_{cF3} = \pi_{cC2} = \frac{h_{C2}}{2\rho_c}$$

и, следовательно,

$$h_{F3} = \frac{\frac{h_{A2}}{\rho_a} + \frac{h_{C2}}{\rho_c} + 2Q_0}{\sum_a^k \frac{1}{\rho}} \quad \text{и т. д.}$$

В том случае, если рассматривается трубопровод с переменной по длине характеристикой (фиг. 17), то явление прямого удара при внезапном закрытии задвижки в узле С определяется формулой (74), причем здесь, так же как и выше, обозначено Q_0 — расход через одну турбину:

$$\pi_{cC2} = \frac{h_{C2}}{2\rho_c} - 0 = \frac{h_{C2}}{2\rho_c} \quad \text{и} \quad \Omega_{aA2} = \frac{0}{2\rho_a} + Q_0.$$

отчего давление в узле F в момент 3 будет

$$h_{F3} = \frac{1}{\sum_k \frac{1}{\rho}} \left(2Q_0 + \frac{h_{C2}}{\rho_c} \right).$$

Для частного случая, когда $\bar{\rho}_a = \bar{\rho}_c$, значение $h_{F3} = h_{A2} = 2\bar{\rho}Q_0$, т. е. величина прямого удара остается неизменной по всей длине трубы и равной $\Delta H = \frac{a v_0}{g}$ [формула (42)].

10. Гидравлический удар при реактивных турбинах

В ряде случаев расчета удара при наличии реактивных турбин приходится считать, что расход истечения в конце трубопровода, т. е. в точке A (фиг. 13) зависит от числа оборотов турбины, а не только от напора и открытия направляющего аппарата. Действительно, согласно формулам подобия для турбин расход истечения будет:

$$Q = Q'_1 \sqrt{H} \cdot D^2, \quad (76)$$

причем приведенный расход Q'_1 определяется по заводским топограммам (см. например, „Турбинное оборудование гидроэлектростанций“, 1949) в зависимости от величины открытия направляющего аппарата и приведенного числа оборотов

$$n'_1 = \frac{nD}{\sqrt{H}}, \quad (77)$$

где D — диаметр рабочего колеса.

Вначале будем считать, что за время гидравлического удара число оборотов турбины остается неизменным. Тогда, подставляя в формулу (55) значение Q из (76), а также значение $\sqrt{H} \approx H_0 \left(1 + \frac{h}{2} \right)$, где H_0 — напор брутто на ГЭС, найдем:

$$\Omega = \frac{h}{2\bar{\rho}} + Q'_1 \sqrt{H_0} \cdot D^2 \left(1 + \frac{h}{2} \right),$$

откуда легко получаем (индексы опущены):

$$h = 2 \cdot \frac{\Omega - Q'_1 \sqrt{H_0} D^2}{\frac{1}{\rho} + Q'_1 \sqrt{H_0} \cdot D^2} . \quad (78)$$

В последнем выражении неизвестным является Q'_1 . В практических расчетах следует принимать Q'_1 по заданному значению напора в начале полуфазы, однако принимая открытие соответствующим концу полуфазы; определив таким образом n'_1 [формула (77)], мы по топографику найдем Q'_1 , а следовательно, сумеем определить значение удара в узле турбины в данный момент по выражению (78).

Для решения той же задачи можно также воспользоваться уравнением турбины в форме (61), (61''). В таком случае, подставив в выражение (55) значение Q из (61), (61''), получим:

$$\Omega = \frac{h}{2\rho} + Q_0 \eta \sqrt{1+h} \times \\ \times \left[K_1 + K_2 \frac{\nu}{\sqrt{1+h}} + (1 - K_1 + K_2) \eta \right]$$

или, после приближенной замены $\sqrt{1+h} \approx 1 + \frac{h}{2}$, в результате простых действий вместо (78) получим:

$$h = 2 \cdot \frac{\Omega - Q_0 \eta C_1}{\frac{1}{\rho} + Q_0 \eta C_2} , \quad (78')$$

где

$$C_1 = K_2 \nu + K_1 + (1 - K_1 - K_2) \eta$$

и

$$C_2 = K_1 + (1 - K_1 - K_2) \eta .$$

В силу принятого условия постоянства числа оборотов $\nu = 1$. О значении коэффициентов K_1 и K_2 см. § 8, табл. 7.

В том случае, если число оборотов турбины во время процесса удара нельзя считать постоянным, то расчет может быть выполнен, исходя из указанных ниже соображений, относящихся к работе изолирован-

ного агрегата, при условии, что закон изменения открытия направляющего аппарата турбины является заданным (в действительности, как было уже отмечено, процесс изменения открытия не отделим от неустановившегося процесса в подводящем трубопроводе — см. [Л. 9]).

Число оборотов турбины n в процессе неустановившегося режима связано с моментом инерции вращающихся частей агрегата и разностью моментов: подводимого к турбине M_T и потребляемого нагрузкой, в общем случае — сетью, M_c , что без учета момента трения агрегата выражается уравнением

$$\theta \varphi'' = M_T - M_c. \quad (79)$$

Здесь θ — момент инерции вращающихся масс, имеющих вес G ; если диаметр инерции D , то $\theta = \frac{GD^2}{4g}$, причем GD^2 представляет маховой момент агрегата [$m \cdot m^2$] или [$\kappa g \cdot m^2$]; φ — угловое перемещение ротора, причем $\frac{d\varphi}{dt} = \bar{\omega}$ — угловая скорость вращающихся масс.

Введем некоторое начальное значение момента M_0 , отвечающее установившемуся режиму, а также обозначим выражение $\frac{\theta \omega_0}{M_0}$, имеющее размерность времени, через T_a , обычно называемое временем разгона машины. Если теперь заменить θ через его выражение для махового момента ($m \cdot m^2$), величину ω_0 — через $\frac{\pi n_0}{30}$, а начальный момент выразить через мощность ($\kappa вт$), т. е. $M_0 = \frac{N_0}{9,81 \omega_0}$, то получим:

$$T_a = \frac{GD^2 n_0^2}{365 N_0} \text{ сек.} \quad (80)$$

Делением на M_0 обеих частей уравнения (79), введением T_a и отношения $\frac{\omega'}{\omega_0} = \frac{n'}{n_0}$ придем к выражению

$$T_a \frac{n'}{n_0} = \frac{M_T}{M_0} - \frac{M_c}{M_0}. \quad (81)$$

Поскольку $M \sim \frac{N}{\omega}$, то отношение $\frac{M_T}{M_0}$ может быть представлено так:

$$\frac{M_T}{M_0} = \frac{Q}{Q_0} \cdot \frac{H}{H_0} \cdot \frac{\eta}{\eta_0} \cdot \frac{n_0}{n}.$$

Если теперь выразить Q и n через Q'_1 и n'_1 по формулам (76), (77), то

$$\frac{M_T}{M_0} = \frac{Q'_1}{Q'_{1(0)}} \cdot \frac{n'_{1(0)}}{n'_1} \cdot \frac{\eta}{\eta_0} \cdot \frac{H}{H_0}.$$

Мы будем приближенно считать, что значения Q'_1 и n'_1 определяются напором и числом оборотов, соответствующим началу данной полуфазы (индекс 1); открытие же соответствует концу данной полуфазы (индекс 2). Это равносильно предположению, что отношение

$$\frac{Q'_1}{Q'_{1(0)}} \cdot \frac{n'_{1(0)}}{n'_1} \cdot \frac{\eta_1}{\eta_0} = \beta_1 \quad (82)$$

является постоянным в пределах данной полуфазы, что может считаться справедливым ввиду небольших изменений напоров и числа оборотов в продолжении полуфазы; индекс „нуль“ относится к напору брутто H_0 .

Значения всех входящих в выражение (82) величин могут быть получены из заводской характеристики для каждого открытия. Заменяя $\frac{H}{H_0} = 1 + h$, вводя обозначение $\frac{M_c}{M_0} = \chi$ и отношение β_1 , из (81) получим:

$$n' = \frac{n_0}{T_a} [\beta_1 (1 + h) - \chi]. \quad (79')$$

Уравнение (79') связывает изменение числа оборотов турбины с напором в конце каждой полуфазы и может быть проинтегрировано в пределах полуфазы при условии сохранения постоянных значений β и h . Дальнейший ход расчета будет следующим:

а) вначале определяется напор в конце полуфазы (индекс 2) по выражению (78):

$$h_2 = 2 \frac{\Omega - \gamma_1}{\frac{1}{\rho} + \gamma_1}$$

без учета изменения числа оборотов; здесь $\gamma_1 = Q'_{I(1)} \sqrt{H_0} D^2$; $Q'_{I(1)}$ определяется по $n'_1 = \frac{n_1 D}{\sqrt{H_0(1+h_1)}}$ и значению открытия α в конце полуфазы;

б) определяется значение числа оборотов в конце полуфазы при помощи приближенного выражения интеграла уравнения (79'), т. е.

$$n_2 = n_1 + \frac{\tau}{T_a} n_0 [\beta_1 (1 + h_2) - \lambda_2], \quad (83)$$

где

$$\beta_1 = \frac{Q'_{I(1)}}{Q'_{I(0)}} \cdot \frac{n'_{I(0)}}{n'_1} \cdot \frac{\eta_1}{\eta_0} \quad (84)$$

и соответствует расходу воды, имевшему место в начале полуфазы;

в) по формуле (78) уточняется значение h , т. е.

$$h_{2(y)} = 2 \cdot \frac{\Omega - \gamma_2}{\frac{1}{\rho} + \gamma_2}, \quad \text{где } \gamma_2 = Q'_{I(2)} \sqrt{H_0} D^2, \quad \text{причем } Q'_{I(2)} \text{ вы-}$$

числяется по n_2 и h_2 ;

г) находится уточненный расход воды в конце второй полуфазы:

$$Q_{2(y)} = Q'_{I(2)} \left(1 + \frac{h_{2(y)}}{2} \right) \sqrt{H_0} \cdot D^2; \quad (85)$$

д) определяются значения Ω и π , после чего расчет ведется для следующей полуфазы.

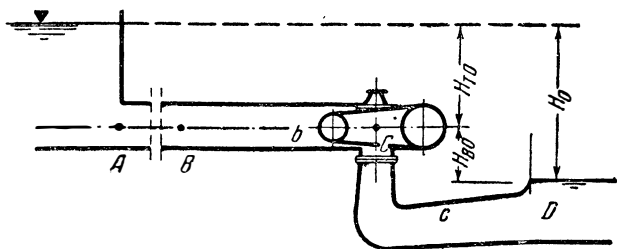
Следует помнить, что при полном внезапном сбросе нагрузки $\lambda_2 = 0$, предельное значение полного наброса нагрузки дает $\lambda_2 = 1$.

11. Гидравлический удар во всасывающих трубах

Пусть имеется реактивная турбина (узел C — фиг. 18), снабженная всасывающей трубой CD и подводным трубопроводом AC . При изменении открытия направляющего аппарата турбины возникает гидравлический удар как в подводном трубопроводе, так и во всасывающей трубе; с удлинением последней влияние удара возрастает, и поэтому возникает опасность отрыва водяного столба от рабочего колеса турбины с последующим соединением столба воды, а следовательно, появления удара, опасного для прочности элементов конструкции.

Ниже мы будем рассматривать упрощенный расчетный случай, предполагая постоянным число оборотов турбины; в том случае, если необходимо учесть и изменение n в процессе регулирования, это можно выполнить по методу, изложенному в § 10.

Сохраним обозначение $h = \frac{\Delta H}{H_0}$ для относительного удара в подводящем трубопроводе и введем обозначение $z = \frac{\Delta H_{вс}}{H_0}$, определяющее относительный подъем давления во всасывающей трубе; при этом $\Delta H_{вс}$ озна-



Фиг. 18. Схема гидроустановки со всасывающей трубой.

чает положительное увеличение напора во всасывающей трубе, уменьшающее в ней вакуум.

Разделим подводящий трубопровод на отрезки, продолжительность полуфазы которых равна полуфазе всасывающей трубы. Скорость распространения волны во всасывающей трубе будем определять по выражению (53); следует иметь в виду, что к подводящему трубопроводу должен быть приключен и участок спирали турбины, для которого средняя скорость течения и скорость распространения волны с приближением могут быть рассчитаны также по формулам (52), (53).

Выразим расход воды, проходящий в момент i через турбину, по формуле [ср. с формулой (62)]:

$$Q_i = Q_0 \eta_i \sqrt[n]{1 + h_{Ai} - z_{Ai}} \quad (86)$$

или, для малых отклонений h_{Ai} и z_{Ai} от статического положения:

$$Q_i = Q_0 \eta_i \left(1 + \frac{h_{Ai} - z_{Ai}}{n} \right). \quad (86')$$

Уравнения гидравлического удара будут: для участка c всасывающей трубы (индекс C , как и выше, опущен)

$$\pi_c = \frac{z}{2\rho_c} - Q \text{ и } \Omega_c = \frac{z}{2\rho_c} + Q;$$

для участка b подводящего трубопровода со спиралью

$$\pi_b = \frac{h}{2\rho_b} - Q \text{ и } \Omega_b = \frac{h}{2\rho_b} + Q.$$

При этом предполагается такая длина участков $b, c(l)$, что продолжительность пробега волн $\tau = \frac{l}{a}$ для каждого из них является одинаковой. В узле C будем учитывать значения обратных функций Ω_b для воды, притекающей по трубе b , и прямых π_c для воды, отводимой по трубе c , по § 9. Сложением выражений для Ω_b и π_c находим:

$$\Omega_b + \pi_c = \frac{h}{2\rho_b} + \frac{z}{2\rho_c} \text{ и } \Omega_b - \pi_c = \frac{h}{2\rho_b} - \frac{z}{2\rho_c} + 2Q.$$

Подставляя теперь значение Q по формуле (86'), относящееся одновременно к участкам b и c в узле C , определяем:

$$z_i = \frac{\pi_c + Q_0 \eta_i \left[1 + \frac{2\bar{\rho}_b}{n} (\Omega_b + \pi_c) \right]}{\frac{1}{2\rho_c} + \frac{Q_0 \eta_i}{n} \left(1 + \frac{\bar{\rho}_b}{\rho_c} \right)} \quad (87)$$

и

$$h_i = \left[\Omega_b + \pi_c - \frac{z_i}{2\rho_c} \right] \cdot 2\bar{\rho}_b. \quad (88)$$

Выражения (87), (88) определяют изменение давления в момент i в точке C , т. е. у турбины. Для точек A, B и D расчет ведется согласно изложенному в § 7—8. Поскольку обычно длина всасывающей трубы невелика по сравнению с длиной трубопровода, то часто является совершенно достаточным провести расчет для нескольких полуфаз $\tau = \frac{l_{CD}}{a}$. Наиболее опасным для удара во всасывающих трубах является случай закрытия направ-

ляющего аппарата, при котором в узле C со стороны трубы c возникает понижение, а со стороны трубы b — повышение давления. В том случае, если значение z опустится ниже

$$z > \frac{H_v - H_{b,0}}{H_0}$$

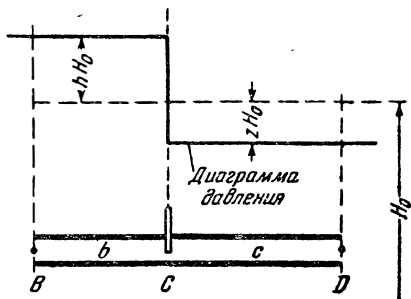
($H_v = \frac{P_v}{\gamma}$, где H_v — допустимая высота вакуума) — см. фиг. 18, то произойдет разрыв сплошности течения: колонна воды во всасывающей трубе оторвется от колонны воды в трубе, и в узле C со стороны трубы c давление станет равным $z_v = \frac{H_v - H_{b,0}}{H_0}$. Расход воды во всасывающей трубе определится из выражения $Q_c = \frac{z_v}{2 \rho_c} - \pi_c$, а со стороны спирали, т. е. подводящего трубопровода:

$$Q_b = \Omega_b - \frac{h}{2 \rho_b}.$$

Расходы во всасывающей трубе и подводящем трубопроводе, как видно, будут различными.

Определение давления в подводящем трубопроводе, исходя из $z = z_v$, должно продолжаться до тех пор, пока колонны b и c не соединятся, т. е. пока сумма исчисленных за каждую полуфазу расходов в узле C для труб b и c не сравняется.

Из выражений (87), (88), но при $n = 2$, можно получить расчетные формулы для удара при наличии затвора, расположенного в некоторой точке длины трубопровода (узел C , фиг. 19), например при рассмотрении процесса закрытия затвора, обычно находящегося ниже уравнительного резервуара (на переходном участке от туннеля к трубопроводу). Затвор закрывается в продолжение времени T_s по любому закону, определяю-



Фиг. 19. К определению ударного давления при наличии затвора, установленного по длине трубопровода.

Схема построения таблицы удара с учетом всасывающей трубы

Таблица 11

Время	Относительное открытие	Элементы	Участок <i>DC</i> всасывающая труба, <i>c</i>		Участок <i>CB</i> подводящий трубопровод, <i>b</i>	
			<i>D</i> -отводящий канал	<i>C</i> -турбина	<i>C</i> -турбина	<i>B</i> -к напорному бассейну
2 (условно)	η_2	h z Q π Ω	— 0 $\pi_{cD2} = -Q_{D2}$, так как $z = 0$ $\Omega_{cD2} = -\pi_{cD2}$	— z_{C2} [формула (87)] $Q_{cC2} = \frac{z_{C2}}{2\rho_c} - \pi_{cC2}$ $\pi_{cC2} = \pi_{cD1}$ $\Omega_{cC2} = \frac{z_{C2}}{2\rho_c} + Q_{C2}$	h_{C2} [формула (88)] $Q_{bC2} = Q_{cC2}$ $\pi_{bC2} = \frac{h_{C2}}{2\rho_b} - Q_{bC2}$ $\Omega_{bC2} = \Omega_{bB1}$	$\Omega_{bB2} = \Omega_{bx1}$ (перенос из X_1)
3	η_3	h z Q π Ω	$\Omega_{cD3} = \Omega_{cC2}$ (перенос из C_2)	$\pi_{cC3} = \pi_{cD2}$ (перенос из D_2)	$\Omega_{bC3} = \Omega_{bB2}$ (перенос из B_2)	$\pi_{bB3} = \pi_{bC2}$
4	η_4	h z Q π Ω	$\Omega_{cD4} = \Omega_{cC3}$			

щему величину относительного открытия η_i в каждой полуфазе: $\tau = \frac{l_{CD}}{a} = \frac{l_{BC}}{a}$ и т. д. ... Значение Q_0 соответствует установившемуся расходу в турбинном трубопроводе. В частном случае, если упругие свойства трубопроводов b и c одинаковы, т. е. $\bar{\rho}_b = \bar{\rho}_c = \bar{\rho}$, то выражения (87), (88) переходят в

$$z_i = \frac{\pi + Q_0 \eta_i [1 + \bar{\rho}(\Omega + \pi)]}{\frac{1}{2\bar{\rho}} + Q_0 \eta_i} \quad (87')$$

и

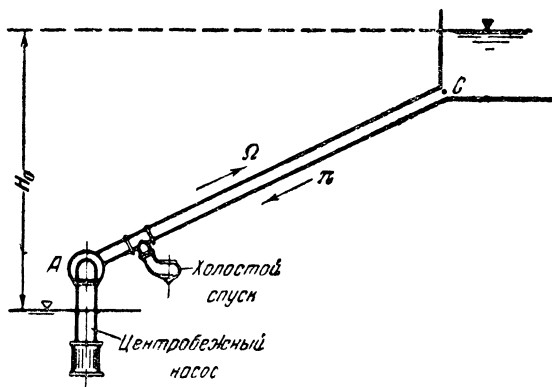
$$h_i = 2\bar{\rho}(\Omega + \pi) - z_i. \quad (88')$$

В табл. 11 представлена расчетная схема удара с учетом всасывающей трубы. Число расчетных элементов здесь попрежнему равно четырем для каждой трубы, хотя число строк для каждого узла увеличено до пяти. Заполнение строки z для трубы c и h — для трубы b производится по формулам (87), (88), причем известными в данном случае являются значения Ω и π , имеющие место в узле C , т. е. Ω_b со стороны трубы b и π_c со стороны трубы c , определяемые диагональным переносом. Имея, таким образом, для узла C , например для трубы c , значения z и π , можем разыскать, совершенно подобно описанному в табл. 8—10, значения Ω и Q , после чего найти и остальные элементы.

12. Удар в насосных установках гидроаккумулирующих электростанций (ГАЭС)

Рассмотрим вначале внезапное прекращение подачи тока центробежному насосу, приводимому во вращение электромотором, при работе насоса на нагнетательный трубопровод. В результате прекращения подачи тока насос постепенно остановится: колонна воды, давление в нижнем конце которой (узел A , фиг. 20) уже не поддерживается достаточно высоким, будет постепенно останавливаться и, одновременно, волны понижения давления от насоса будут идти вверх. После остановки колонна воды начнет ускоренное движение в обратном направлении, которое также проявляется в виде волнового процесса и может в конечном итоге вызвать

обратное вращение насоса, т. е. работу насоса как турбины. Последний режим связан с потерей воды в том случае, если не будет установлено обратного клапана, закрывающегося при изменении направления течения, однако с таким расчетом, чтобы не вызвать



Фиг. 20. К схеме расчета гидравлического удара в гидроаккумулирующих электростанциях.

значительного гидравлического удара. Для цели уменьшения удара иногда предусматривается установка регулятора давления (холостого спуска) в нижнем конце нагнетательного трубопровода.

Что касается центробежного насоса, то в некоторых случаях он может получить недопустимый разгон, что приведет к необходимости установки маховика на моторе или асинхронном генераторе, соединенном с насосом.

Явления гидравлического удара в трубопроводе при прекращении питания насоса могут быть изучены совершенно аналогично явлениям при остановке колонны воды, связанной с закрытием направляющего аппарата турбины. Для учета влияния изменения числа оборотов насоса во время процесса удара следует при этом поступить так.

Основное динамическое уравнение насосного агрегата [ср. с уравнением (81)] представляется следующим

$$T_a \frac{n'}{n_0} = \frac{M_c}{M_0} - \frac{M_n}{M_0}. \quad (89)$$

Здесь: M_c — момент, поглощаемый от сети электродвигателем, становящийся равным нулю при перерыве питания; M_n — момент, поглощаемый насосом. При изогональном режиме работы насоса изменение напора у насоса связано одновременно с изменением числа оборотов и потребляемой им мощности. Для такого режима теория подобия дает следующее соотношение:

$$\frac{Q}{Q_0} = \frac{n}{n_0} = \left(\frac{H}{H_0}\right)^{\frac{1}{2}} = \left(\frac{N}{N_0}\right)^{\frac{1}{3}}. \quad (90)$$

Поскольку

$$\frac{M_n}{M_0} = \frac{N_n n_0}{N_0 n},$$

т. е.

$$\frac{M_n}{M_0} = \left(\frac{H}{H_0}\right)^{\frac{3}{2}} \cdot \left(\frac{H_0}{H}\right)^{\frac{1}{2}} = \frac{H}{H_0},$$

то для $M_c = 0$ или, для внезапного выключения двигателя, заменяя $\frac{H}{H_0} = 1 + h$, уравнению (89) придадим вид

$$T_a \frac{n'}{n_0} = -(1 + h). \quad (89')$$

Ввиду того что направления волновых функций в данном случае обратны тем, которые принимались в предыдущих расчетах, применим выражение (54):

$$\pi = \frac{h}{2\rho} - Q,$$

которое после замены из (90) $Q = Q_0 \frac{n}{n_0}$ и после подстановки значения h из (89') перейдет в

$$\pi = -Q_0 \frac{n}{n_0} - \frac{1}{2\rho} \left(T_a \frac{n'}{n_0} + 1 \right).$$

После интегрирования, производимого в пределах одной полуфазы и в предположении постоянства π за это время, получаем:

$$n = ke^{-\frac{\alpha_2}{\alpha_1} t} - \frac{\alpha_3}{\alpha_2}. \quad (91)$$

Здесь

$$a_1 = \frac{T_a}{n_0} \cdot \frac{1}{2\rho},$$

$$a_2 = \frac{Q_0}{n_0}$$

и

$$a_3 = \pi + \frac{1}{2\rho}.$$

При $t=0$, т. е. к началу полуфазы, $n = n_1$, откуда $k = n_1 + \frac{a_3}{a_2}$ и, следовательно,

$$n_2 = \left(n_1 + \frac{a_3}{a_2} \right) e^{-\frac{a_2}{a_1} \tau} - \frac{a_3}{a_2}. \quad (91')$$

После подстановки значений входящих в (91') параметров получаем, что число оборотов в конце полуфазы (2) будет связано с числом оборотов в начале этой же полуфазы (1) следующим соотношением:

$$n_2 = n_1 k_n + \frac{n_0}{Q_0} \left(\pi + \frac{1}{2\rho} \right) (k_n - 1), \quad (92)$$

причем обозначено

$$k_n = e^{-\frac{2\rho Q_0 \tau}{T_a}}.$$

Таким образом, имея значение n_2 , получим:

$$Q_2 = \frac{Q_0}{n_0} n_2 \text{ и } h_2 = \left(\frac{n_2}{n_0} \right)^2 - 1,$$

после чего можно вычислить значения функций π и Ω и продолжить расчет в соответствии с указаниями § 7.

Значение расхода Q будет постепенно убывать при одновременном уменьшении числа оборотов, колонна воды остановится и затем, как отмечено выше, скорость изменит знак, и вода начнет проходить через насос. До определенного наполнения насос будет оставаться неподвижным и расход через него составит

$$Q = Q_{0,o} \sqrt{1 + h},$$

где $Q_{0,o}$ представляет установившийся (в обратном направлении) расход, проходящий через остановленный

насос, под геометрическим напором H_0 . В указанные моменты времени давление у насоса (узел A) будет определяться выражением (54), которое после подстановки значения Q примет вид:

$$\pi = \frac{h}{2\bar{\rho}} - Q_{0,0} \sqrt{1+h},$$

откуда приближенное значение давления будет

$$h \approx 2 \frac{\pi + Q_{0,0}}{\frac{1}{\bar{\rho}} - Q_{0,0}}. \quad (93)$$

Если рассматривается гидравлический удар при быстром включении насоса, присоединенного к узлу A (фиг. 20), то расчетная схема, представленная табл. 8, при условии, что число оборотов является постоянным и связанным с оборотами мотора, получит следующие изменения.

В узле A могут считаться заданными значения расхода подачи Q , полученного из характеристики насоса $Q-H$ для предыдущей полуфазы, а также значение π — прямой волны, идущей в направлении, противоположном начальному течению воды в трубопроводе. Величина h определяется по формуле $h_{Ai} = (\pi + Q_{i-1}) 2\bar{\rho}$. Перенос функций в обоих рассмотренных случаях совершается диагонально: для π — от бассейна к насосу и для Ω — в обратном направлении.

Следует отметить, что для решения описанной выше задачи можно было бы использовать известное уравнение центробежного насоса в виде

$$H = k_1 n^2 + 2k_2 n Q - k_3 Q^2,$$

однако это приводит к более громоздким решениям.

Если насос (узел A) снабжен обратным клапаном, закрывающимся в продолжение заданного промежутка времени при перемене направления движения воды в трубе, то условие полного закрытия клапана равносильно требованию отражения волны удара от тупого конца, т. е. $\Omega = \pi$ [формула (64)]. При медленном закрытии клапана можно представить, что закон изменения открытия последнего задан или имеется конструкция, которая подлежит динамическому анализу. Мы

ограничимся первым случаем, т. е. заданным законом закрытия. Тогда для определения значения h может быть применена формула (61), причем значение Q_0 , входящее в нее, соответствует пропускной способности полностью остановленного насоса под геометрическим напором H_0 и при обратном направлении течения воды. В том случае, если необходимо исследовать работу насоса как турбины при решении задачи удара, следует применять типы характеристик, предложенные Н. М. Щаповым.

13. Установление амплитуды колебаний уровня в уравнительном резервуаре. Проскок удара

Обычный метод расчета уравнительных резервуаров основан на рассмотрении колебаний всей заключенной в систему массы воды и здесь не рассматривается. В некоторых случаях, особенно при наличии внутренних стояков в резервуарах, при камерных типах, а также при наличии сопротивлений между деривацией и резервуаром, может появиться непредусмотренное обычным расчетом повышение давления. Кроме того, для дериваций с малой упругостью стенок, например для деревянных водоводов значительных диаметров, размеры резервуаров, подсчитанные с учетом упругости стенок и воды и, следовательно, с использованием теории гидравлического удара, получаются меньшими ([Л. 14], стр. 103). Иногда на основании точного расчета может явиться возможность вовсе отказаться от сооружения резервуара.

При исследовании медленных колебаний, совершаемых в системе уравнильный резервуар—деривация, мы будем уподоблять уравнильный резервуар, находящийся в узле A (фиг. 21), некоторому запорному органу, закон изменения открытия которого определяется из следующих соображений. При изменении открытия турбин произойдет изменение уровня воды в резервуаре; уравнение неразрывности для узла A , выписанное для какого-либо момента времени, будет:

$$z'F + Q_T - Q_0 = 0. \quad (94)$$

Значение площади резервуара F , в общем случае, является переменным, зависящим от типа резервуара, и связано с отметкой уровня в нем.

Для резервуаров дифференциального типа необходимо учесть, кроме того, расход через отверстия в стояке

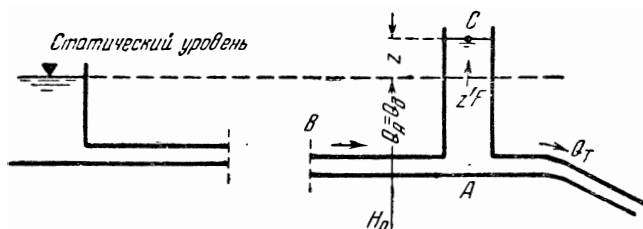
$$Q_{от} = \mu \omega_{от} \sqrt{2g\Delta z},$$

где Δz представляет переменную разность уровней в стояке и наружном цилиндре. Тогда уравнение (94) перейдет в

$$z'f + Q_{от} + Q_T - Q_d = 0,$$

причем f представляет сечение стояка.

Что касается расхода воды, поглощаемого в направлении турбин, то он в общем случае может быть по-



Фиг. 21. Схема уравнивающего резервуара и определение величины подъема уровня.

лучен из условий в узле A , как у тройника, находящегося на пути напорного трубопровода (ср. с § 9), в нижнем конце которого находится турбина, изменяющая свое открытие по заданному закону. Однако, поскольку процесс колебаний в уравнительном резервуаре, как правило, совершается значительно медленнее, чем в трубопроводе, можно в большинстве случаев принимать, что расход Q_T определяется непосредственно нагрузкой ГЭС, т. е. пренебрегать искажающим влиянием напорного трубопровода, иными словами расход Q_T можно считать заданным. В таком случае, вводя относительную величину подъема уровня в уравнительном резервуаре $x_p = \frac{z}{H_0}$, где z — высота подъема уровня относительно статического его положения, из (94) получим:

$$Q_d = Q_T + x_p' H_0 F.$$

Далее, подставляем значение обратной волновой функции, которая для деривации имеет вид [формула (55)]

$$\Omega = \frac{x_p}{2\bar{\rho}} + Q_0, \text{ причем для вычисления } \bar{\rho} \text{ следует принимать}$$

значение установившегося расхода по деривации [формула (44')]. Таким образом, для определения величины x_p , при неизменном за время τ , Ω , что достаточно точно, получаем линейное неоднородное дифференциальное уравнение 1-го порядка:

$$a_1 x_p' + a_2 x_p + a_3 = 0, \quad (95)$$

справедливое в том случае, если площадь сечения резервуара за время одной полуфазы остается неизменной. Значения коэффициентов уравнения (95) будут:

$$a_1 = H_0 F; \quad a_2 = \frac{1}{2\bar{\rho}} \text{ и } a_3 = Q_T - \Omega.$$

Уравнение (95) пригодно только в пределах $t \leq \tau$, где τ представляет собой продолжительность полуфазы на участке ближайшего к уравнительному резервуару узла сопротивлений. При $t=0$ значения $x_p = -h_{c,n}$,

где $h_{c,n} = \frac{H_{c,n}}{H_0}$ представляет относительную величину потерянного напора на гидравлические сопротивления, подсчитанные для установившегося режима при начальном расходе $Q_T = Q_n$. Решение уравнения (95) в указанных пределах приводится к виду, совершенно аналогичному уравнению (91'), а именно (для момента 2):

$$x_{p,2} = 2\bar{\rho}(\Omega_2 - Q_{T,2})(1 - K_{p,1}) - K_{p,1} \cdot h_{c,n}, \quad (96)$$

где постоянная (в пределах $F = \text{const}$) будет

$$K_{p,1} = -\exp \frac{\tau}{2\bar{\rho}H_0F}.$$

Имея значения x_p из (96), можем для каждой полуфазы определить расход воды, поступающий в уравнительный резервуар из деривации в конце рассматриваемой полуфазы (2) следующим образом.

Поскольку из (95) и (96)

$$x_p' = -\frac{K_{p,1}}{2\bar{\rho}H_0F} [(Q_T - \Omega) 2\bar{\rho} - h_{c,n}],$$

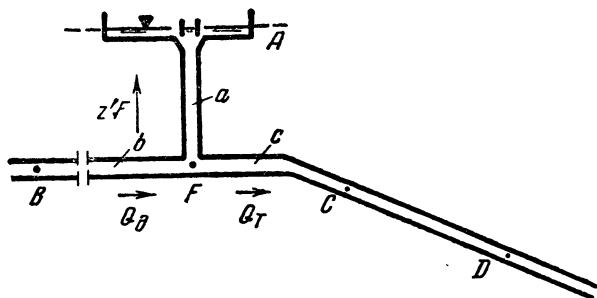
то, подставляя это значение в уравнение неразрывности, найдем:

$$Q_d = Q_T + h_{c,n} \cdot K_{p,1} \left(\frac{1}{2\rho} - \frac{Q_T - \Omega}{h_{c,n}} \right). \quad (97)$$

Имея же расход Q_d и изменение подъема уровня x_p в конце данной полуфазы в узле А, т. е. у уравнительного резервуара, определяем значения $\Omega = \frac{x_p}{2\rho} + Q_d$

и $\pi = \frac{x_p}{2\rho} - Q_d$ и продолжаем расчет для следующих полуфаз по указанной схеме.

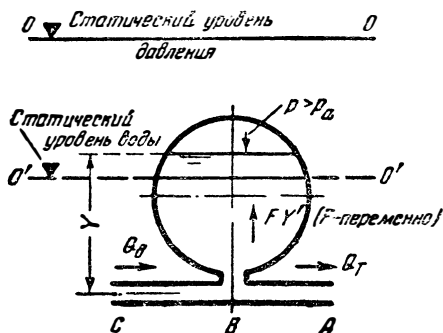
От приведенной выше схемы расчета, преследующей цель уточнения колебаний уровня в уравнительном ре-



Фиг. 22 Схема к расчету проскока волны удара выше уравнительного резервуара.

зервуаре, следует отличать определение величины проскока ударной волны из турбинного трубопровода в деривационный. Задача эта представляет частный случай задачи сложного трубопровода, изложенной в § 9. Указанная на фиг. 22 схема полностью соответствует расчетной последовательности табл. 10 с той лишь разницей, что вместо турбины в узле А имеется свободная поверхность и, следовательно, отражение от нее происходит с обратным знаком [формула (65)] $\pi_A = -\Omega_A$. Ведя расчет удара в напорном трубопроводе последовательно в узлах E, D, C и подходя к узлу F, мы должны применить схему табл. 10, а расчетную величину давления, проскакивающего в деривацию, установить по выражению (73). Значение расчетной про-

должительности полуфазы в большинстве случаев определяется высотой резервуара, т. е. участком \overline{AF} . Определение величины проскака волны и расчет колебаний уровня могут быть, как правило, выполнены от-



Фиг. 23. К расчету колебаний уровня в пневматическом резервуаре.

дельно и результаты сложены для нахождения расчетного повышения давления в деривации.

В некоторых случаях, при невозможности добиться концентрации напора на коротком участке, приходится переходить к уравнивающим резервуарам пневматического типа (фиг. 23).

В этих резервуарах количество воздуха должно автоматически поддерживаться таким образом, чтобы обеспечить заданное положение уровня $O'-O'$ в резервуаре, отвечающее статическому уровню в начале деривации (или трубопровода, если пневматический резервуар установлен на последнем). В узле B , при подходе к резервуару волны удара, должно быть удовлетворено условие неразрывности [формула (94)], а именно:

$$y'F + Q_T - Q_0 = 0. \quad (98)$$

При заданном количестве воздуха в резервуаре давление в нем будет обусловлено уравнением состояния; процесс колебаний следует считать изотермическим в виду медленного изменения уровней и давления. В таком случае

$$pV = C \quad (99)$$

или

$$\frac{dp}{p} + \frac{dV}{V} = 0.$$

Поскольку в пределах $F = \text{const}$,

$$dV = Fdy$$

и

$$\frac{1}{F} \frac{dV}{dt} = \frac{dy}{dt},$$

то после подстановки в (99) получим:

$$y' = -\frac{V}{pF} \cdot \frac{dp}{dt}. \quad (a)$$

Если теперь в уравнение неразрывности (98) подставить значение y' из (a), то будем иметь:

$$-\frac{V}{p} p' + Q_T - Q_\partial = 0, \quad (б)$$

причем расход со стороны турбины будем, как и выше, считать заданным. Записывая уравнения удара (54), (55) отдельно для двух участков, получим: для трубы $a - \pi_{aA1} = \pi_{aB2}$, $\Omega_{aB1} = \Omega_{aA2}$; для трубы $b - \pi_{b31} = \pi_{bC2}$, $\Omega_{bC1} = \Omega_{bB2}$.

Развернем полученные выражения, причем будем иметь в виду, что значение h представляет в данном случае изменение давления в узле B по отношению к напору брутто на гидроэлектростанции. Тогда

$$\pi_{aA1} = \pi_{aB2} = \frac{h_{aB2}}{2\rho_a} - Q_{aB2}$$

и

$$\Omega_{bC1} = \Omega_{bB2} = \frac{h_{bB2}}{2\rho_b} + Q_{bB2},$$

что после почленного сложения приведет к

$$\pi_{aA1} + \Omega_{bC1} = \frac{h_{aB2}}{2\rho_a} + \frac{h_{bB2}}{2\rho_b} - (Q_{aB2} - Q_{bB2}). \quad (в)$$

При условии, что потерями напора при прохождении волной удара уравнительного резервуара можно пренебречь по сравнению с разностью ударных давлений, найдем $h_{aB2} = h_{bB2} = h_{B2}$. Кроме того, будем полагать, что $\rho_a = \rho_b$, иными словами, что упругие свойства деривации и шахты уравнительного резервуара одинаковы. Поскольку же $Q_{aB2} = Q_{T,2}$ и $Q_{bB2} = Q_{\partial,2}$ то после подстановки значения $Q_T - Q_\partial$ из (б) в (в) приходим

к уравнению (индексы отброшены) $\pi_{ab} + \Omega_{bc} = \frac{h}{\rho} - \frac{V}{p} p'$, замена в котором $\frac{p}{\gamma} = H_0(1 + h)$ приводит к уравнению

$$\pi_{aA} + \Omega_{bc} = \frac{h}{\rho} - \frac{V}{1+h} h'. \quad (г)$$

Если теперь пренебречь квадратом h , как весьма малой величиной по сравнению с единицей, то из (г) придем окончательно к дифференциальному уравнению

$$Vh + h \left[(\pi + \Omega) - \frac{1}{\rho} \right] + (\pi + \Omega) = 0. \quad (100)$$

В пределах одной полуфазы значение V , π и Ω необходимо считать неизменными. Поскольку при $t=0$ $h=h_1$ (если начало отсчета времени совпадает с началом данной полуфазы), то интегралом уравнения (100) явится

$$h_2 = \left(h + \frac{a_3}{a_2} \right) e^{-\frac{a_2}{a_1} \tau} - \frac{a_3}{a_2}, \quad (101)$$

а с приближением после разложения $e^{-\frac{a_2}{a_1} \tau} \approx 1 - \frac{a_2}{a_1} \tau$

$$h_2 = h_1 - \frac{\tau}{a_1} (a_2 h_1 + a_3), \quad (101')$$

где $a_1 = V$; $a_2 = \pi + \Omega - \frac{1}{\rho}$ и $a_3 = \pi + \Omega$. Имея h_2 , а также значение Ω_2 , можем определить недостающие величины π и Q для каждой полуфазы.

Положение уровня воды в резервуаре устанавливается из следующих соображений: поскольку давление всякий раз $p = \gamma(H_0 + h)$, то из (99) для данного момента 2 получим $V_2 = \frac{C}{\gamma(H_0 + h_2)}$. Имея же связь объема, занятого воздухом, с величиной уровня, т. е. $V(y)$, можем определить положение уровня для каждой полуфазы.

14. Основания графического метода расчета

Во многих случаях, особенно при исследовании влияния различных параметров при расчете простых трубопроводов, а также для труб с переменной характери-

стикой по длине при условии небольшого количества участков оказывается удобным применить графический метод расчета.

Если в системе координат h (ордината) и Q (абсцисса) провести луч с угловым коэффициентом $+2\rho$ (фиг. 24, 1), то он отсечет на оси абсцисс отрезок $\pi = \frac{h}{2\rho} - Q$. Луч (фиг. 24, 2), проведенный с угловым коэффициентом -2ρ , также отсечет на оси абсцисс отрезок $\Omega = \frac{h}{2\rho} + Q$. Все точки на каждом из этих лучей, представляющих характеристики, будут иметь одинаковые значения Ω или π . Пересечение двух этих лучей, например в точке B_2 (фиг. 24, 3), определяет изменение напора h_2 и расход воды Q_2 во второй момент времени. Имея начальные или граничные значения скоростей и напоров, можно посредством построения лучей (характеристик) находить в точках их пересечения значения расхода и напора в отдельных узлах.

При графических расчетах является более удобным взамен значений π и Ω , вычисляемых по формулам (54), (55), применять безразмерные значения этих функций:

$$\pi = \frac{h}{2\rho} - u \quad (54')$$

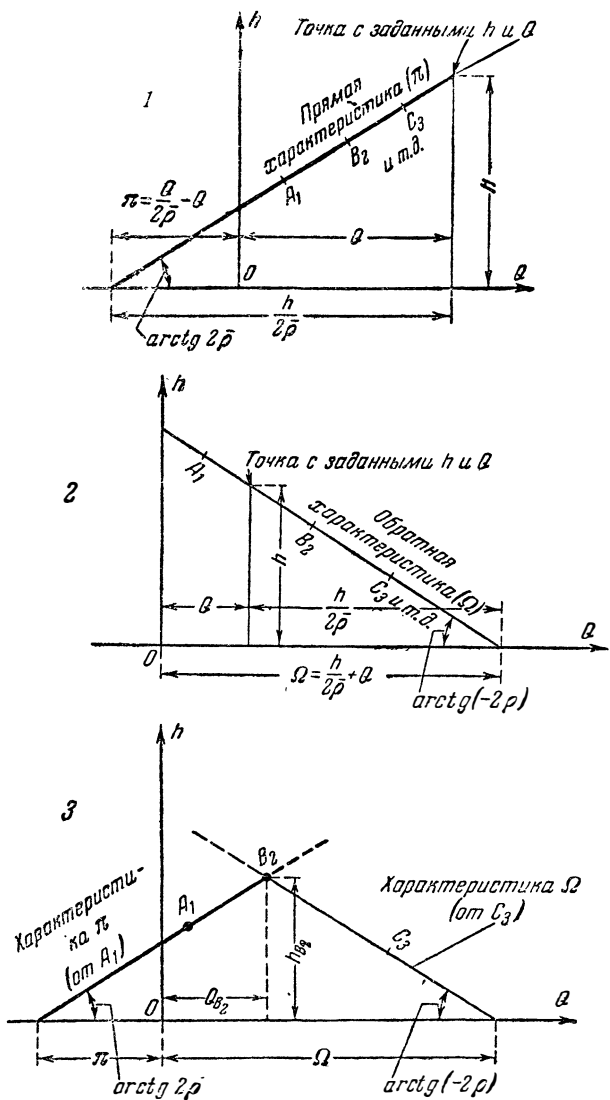
и

$$\Omega = \frac{h}{2\rho} + u, \quad (55')$$

которые получаются делением формул (54), (55) на значение расхода Q_0 при установившемся режиме. Отношение $u = \frac{v}{v_0}$ [см. формулу (45)] представляет относительную скорость. Операции с функциями (54'), (55') аналогичны описанным выше: по осям координат откладываются u (абсциссы) и h (ординаты), а угол наклона характеристик будет равен $\arctg(+2\rho)$ (для π) и $\arctg(-2\rho)$ (для Ω).

Если задан тот или иной закон истечения, например по формуле (62) или в виде

$$u_i = \eta_A \sqrt[n]{1 + h_{Ai}}, \quad (62'')$$



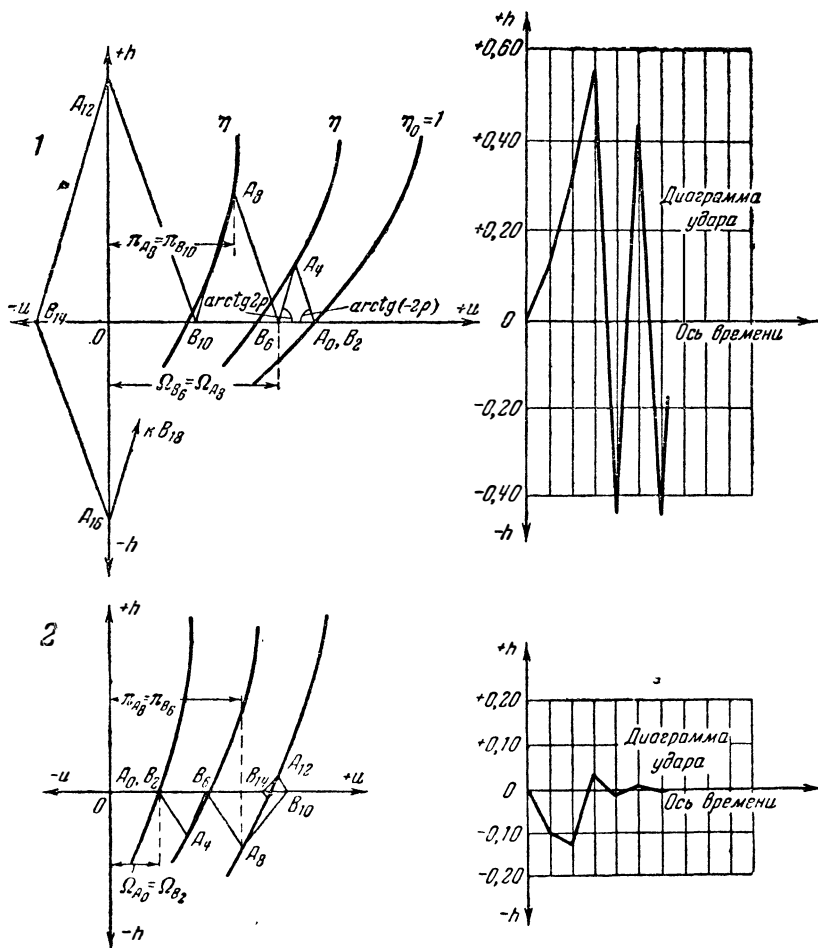
Фиг. 24. Схема графического построения диаграммы удара.

то, представляя его в виде парабол, с параметром η , определяемым величиной открытия запорного органа, мы можем провести построение для получения диаграммы удара по следующей схеме.

На фиг. 25, 1, относящейся к простому трубопроводу при отсутствии сопротивлений (для сброса нагрузки), все точки A расположены на параболах, построенных для каждого открытия, соответствующего рассматриваемому моменту, выраженному в полуфазах (в данном случае 0, 4, 8...). Точки B располагаются на оси BB , отвечающей постоянному напору при $h=0$, имеющему место у начала трубопровода, т. е. у резервуара (узел B). Совершенно аналогична приведенная на фиг. 25, 2 диаграмма удара для случая наброса нагрузки. Как можно видеть из указанных построений, расчет удара графическим методом для простых трубопроводов весьма несложен. Особенно выгодным он становится в том случае, если граничные условия заданы графически, например, если колебания в напорном бассейне (т. е. положение точек B на фигурах) может быть выражено в виде закономерности по времени или как функция расхода. Сравнительно несложно также получить значения удара в промежуточных точках. На фиг. 26 приводится расчет для случая недостаточного напора, т. е. появления серии отрицательных волн с заранее заданной величиной вакуума. Для случая периодических толчков нагрузки, вызванных ритмическими изменениями открытия от η_1 до η_2 , на фиг. 27 приводится построение диаграммы удара.

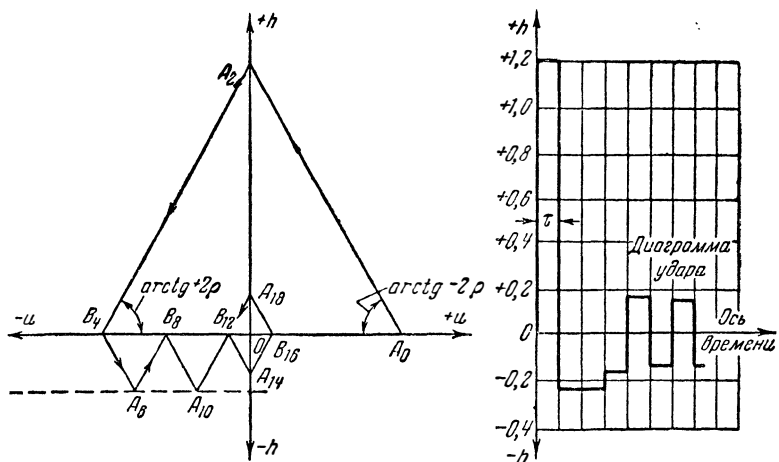
Более трудным оказывается расчет в случае сложных трубопроводов. Графическое решение для случая трубопровода, состоящего из трех участков (AB , BC и CD), характеризующихся разными значениями ρ и τ , показано на фиг. 28. При этом рассматривается закрытие задвижки, помещенной в узле A , в продолжение $T_s = 6$ сек.

На координатных осях отложены: по абсциссам — относительные скорости (u_a , u_b и u_c), по ординатам — относительные повышения давления (h_a , h_b и h_c). Различные положения точек A , B и C в координатной системе означают различные возможные скорости и давления на момент времени, указанный в секундах и отмеченный цифрой y соответствующей буквы. Таким

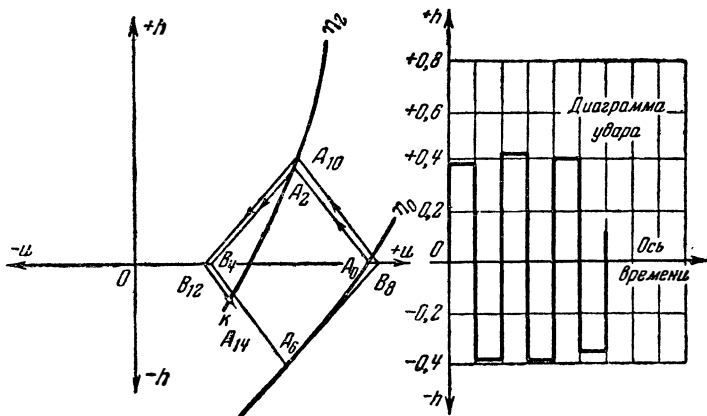


Фиг. 25. Графическое построение величины удара в простом трубопроводе.

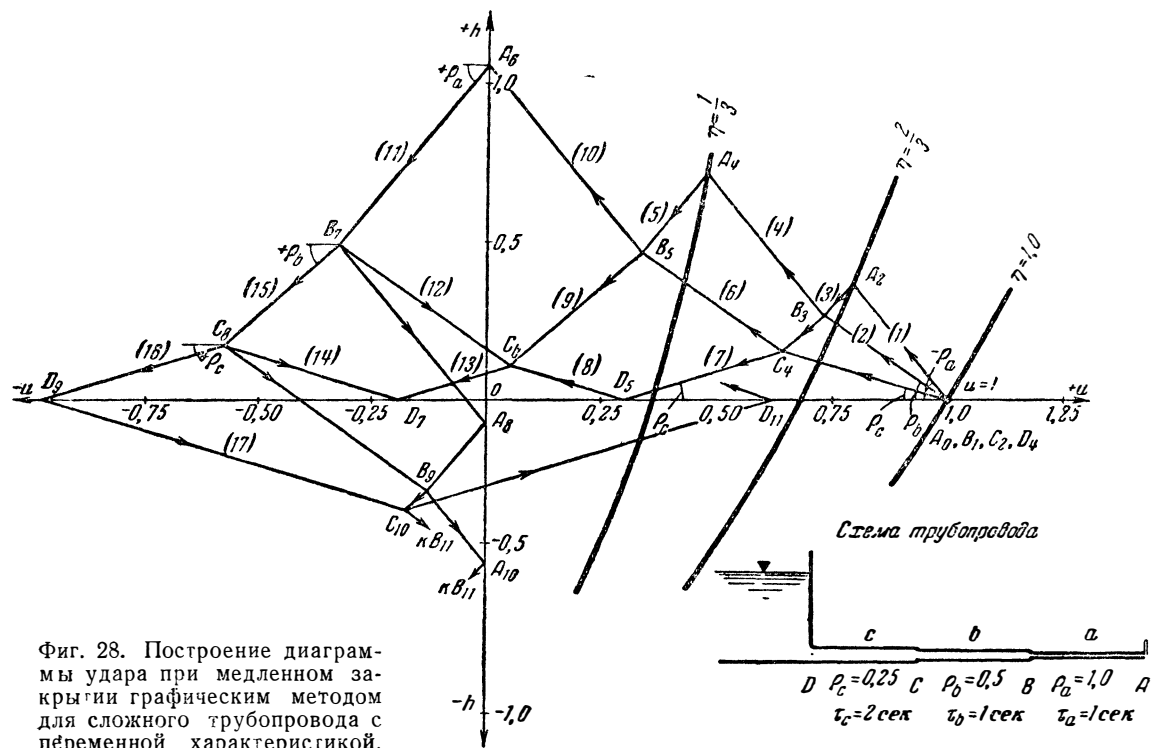
1 — сброс мощности; 2 — наброс мощности.



Фиг. 26. Схема графического решения для простого трубопровода при малых напорах (прямой удар).



Фиг. 27. Схема расчета удара при периодической нагрузке.



Фиг. 28. Построение диаграммы удара при медленном закрытии графическим методом для сложного трубопровода с переменной характеристикой.

образом, например, в момент времени $t=7$ сек. от начала закрытия задвижки, давление в узле B определяется положением точки B_7 , что дает $u_{B7} = -0,16$ и $h_{B7} = +0,356$ и т. д. Очевидно, что, поскольку принимается условие постоянства давления в резервуаре, точки D окажутся на оси абсцисс ($h_D = 0$). Положение точек A определится для моментов времени $t < T_s$ кривыми $h = h(\eta, u)$, представляющими для случая свободного истечения параболы с вертикальной осью, что следует из формулы (62') (ср. фиг. 25). На фиг. 28 изображены три последовательные квадратичные параболы ($n=2$), соответствующие открытиям $\eta = 1, 2/3$ и $1/3$. Построение начинаем от точки A_0 , соответствующей $h_{A0} = 0$ и $u_{A0} = 1$. Проводя луч $A_0 - A_2$ под углом $\text{arctg}(-2\rho_a)$ к оси абсцисс до пересечения с кривой $\eta_{1/3}$ в точке A_2 , находим давление и скорость в узле A в момент времени $t = 2$ сек.; это построение равносильно графическому решению уравнения

$$h_{A2} - h_{B1} = -2\rho_a(u_{A2} - u_{B1}) \text{ или } \Omega_{aA2} = \Omega_{aB1}.$$

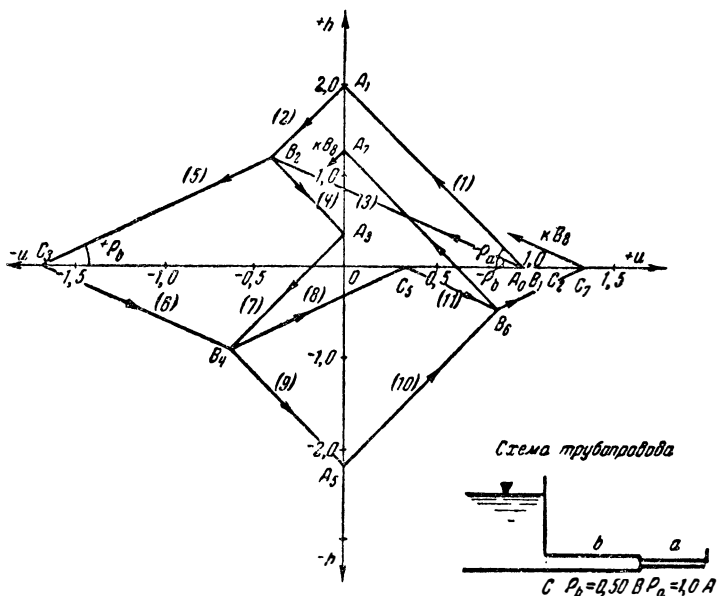
Положение точки B_3 найдем путем проведения луча $C_2 - B_3$ от точки C_2 ($u_{C2} = 1$ и $h_{C2} = 0$) под углом $\text{arctg}(-2\rho_b)$ к оси абсцисс и луча $A_2 - B_3$ от точки A_2 под углом $\text{arctg}(+2\rho_a)$ к оси абсцисс до встречи этих лучей в точке B_3 .

Указанное построение равносильно решению системы $\Omega_{bB3} = \Omega_{bC2}$ и $\pi_{aB3} = \pi_{aA2}$. Нахождение точки A_4 сводится к построению луча $B_3 - A_4$, проведенного с угловым коэффициентом $-2\rho_a$ до встречи с кривой $\eta_{1/3}$ в точке A_4 . Построение ведем аналогично и для следующих точек; ход последовательных лучей показан стрелками, причем в скобках даны номера последовательных операций по построению.

На фиг. 29 изображено построение прямого удара для сложного трубопровода. Следует иметь в виду, что в то время как все точки C , т. е. точки, расположенные у резервуара, находятся на оси абсцисс ($h_c = 0$), точки A располагаются на оси ординат ($u_A = 0$). Ход построения в остальном вполне подобен изложенному и понимание его облегчается нумерацией последовательных операций, помещенной на фигуре. Как следует из рассмотрения построения, величина прямого удара,

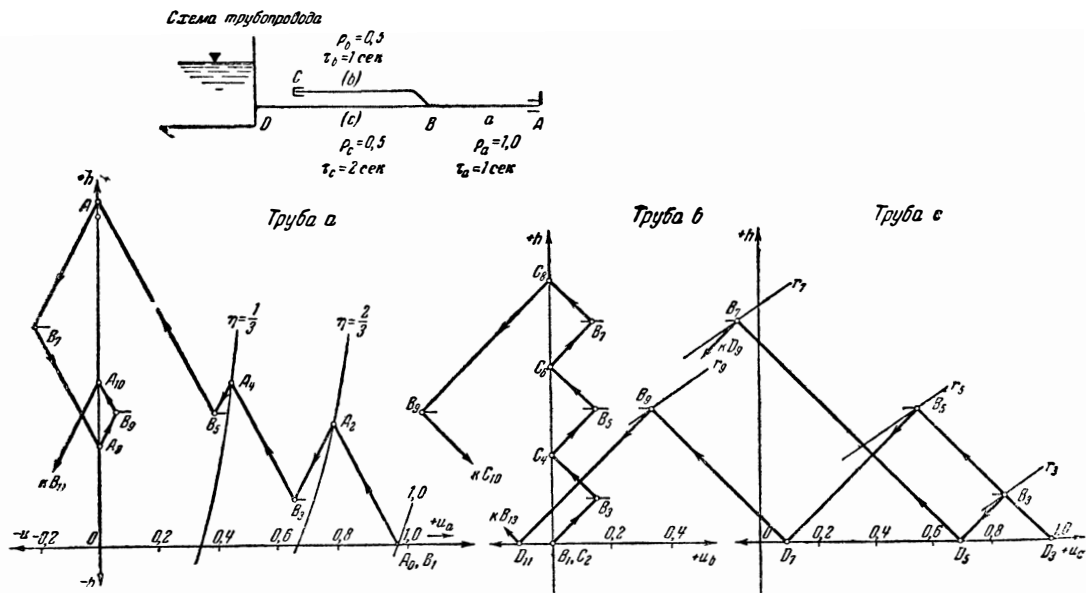
получаемая в сложном трубопроводе, может значительно превысить удар в простом трубопроводе, что находит объяснение в неполном отражении волн, а следовательно, во временном накоплении энергии в отдельных узлах трубопровода.

Для разветвленных трубопроводов (тройник) на фиг. 30 приводится построение при условии, что турбина

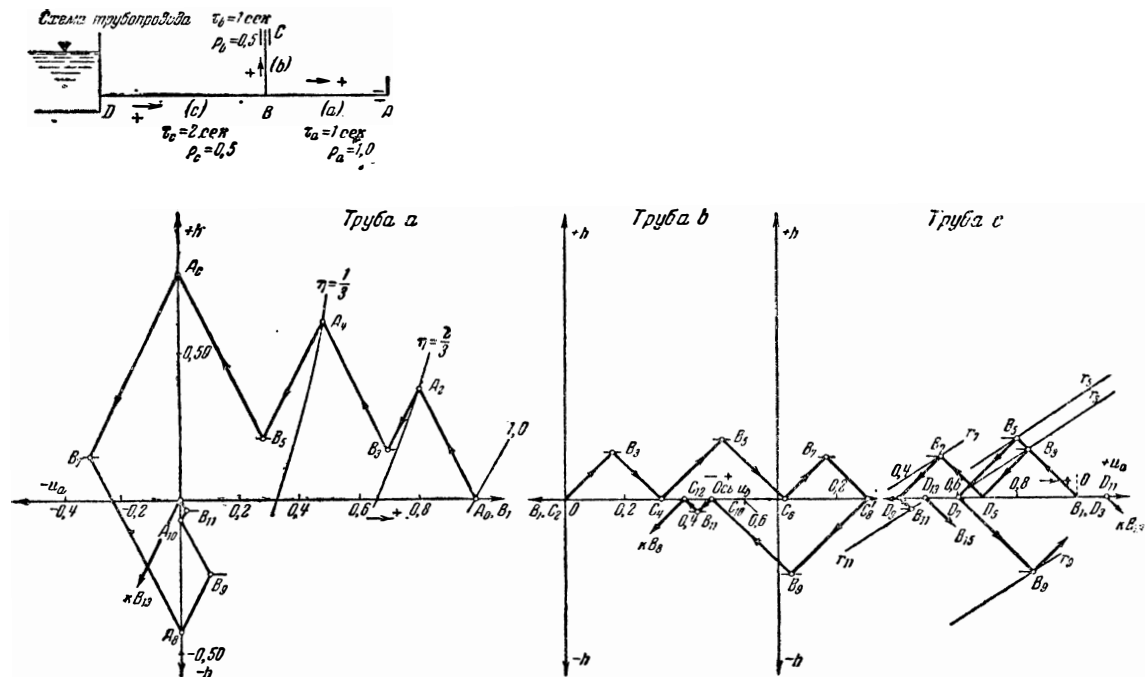


Фиг. 29. Построение диаграммы прямого удара графическим методом для сложного трубопровода с переменной характеристикой.

помещена в узле A , а конец C является открытым, что соответствует свободной поверхности в уравнительном резервуаре; излива в атмосферу из узла C нет. Построение ведем отдельно для труб a , b и c , начиная от полного открытия ($u_{A_0} = 1$), что соответствует $u_{C_0} = u_{C_2} = 0$ и $u_{D_0} = u_{D_3} = 1$. Пренебрегая влиянием подъема уровня в стояке C , мы получим, что все точки C и D будут расположены на оси абсцисс, т. е. изменения давления в узлах C и D будут равны нулю. От точки A_0, B_1 на трубе a проводим луч с угловым коэффициентом $-2\rho_a$ до пересечения с параболой $\eta_{b/a}$ в точ-



Фиг. 30. Построение диаграммы удара при медленном закрытии графическим методом для разветвленного трубопровода; случай при наличии уравнительного резервуара.



ке A_2 ; обратный луч доводим до точки B_3 , которая определяется следующим образом.

На диаграмме, относящейся к трубе c , проводим прямую r_3 , выражающую суммирование абсцисс лучей $A_2—B_3$ и $B_1, C_2—B_3$, для чего угловой коэффициент прямой r_3 должен быть равен $2(\rho_a + \rho_b)$. Пересечение луча из точки B_1 , проведенного с угловым коэффициентом $-2\rho_c$ с прямой r_3 , дает положение точки B_3 , которая и определяет давление в узле B в момент времени $t=3$. Это давление используется для построения дальнейших точек в трубах a (луч $B_3—A_4$), b (луч $B_3—C_4$) и c (луч $B_3—D_5$). Следующую точку, B_5 , получаем путем построения линии r_5 , проведенной под тем же суммарным угловым коэффициентом $2(\rho_a + \rho_b)$, что представляет суммирование абсцисс лучей $A_4—B_5$ (труба a) и $C_4—B_5$ (труба b). Пересечение луча, проведенного из B_1 , с r_5 определяет точку B_5 , которая сносится на дальнейшее построение.

Построение суммарных линий r_k , как можно видеть из формул § 8, дает решение уравнения неразрывности расходов и давлений для каждого узла.

На фиг. 31 дается построение, аналогичное вышеприведенному, для случая, если взамен свободной поверхности в отрожке C имеется тупой конец. В этом случае все точки C располагаются на оси ординат, поскольку пока нет разрыва сплошности, скорость в узле C будет равна нулю. В остальном построение не отличается от приведенного на фиг. 30; наличие тупого конца ведет к сильному повышению давлений в трубопроводе, в частности в трубопроводе c .

ГЛАВА ВТОРАЯ

ПРИМЕРЫ РАСЧЕТОВ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО УДАРА

Примеры расчетов гидравлического удара, составляющие содержание второй части книги, иллюстрируют и разъясняют почти исключительно применение общего численного метода.

Как аналитический метод, основанный на использовании цепных уравнений (49) и описанный в § 6 первой части, так и графические построения, разобранные в § 14 той же части, могут служить вспомогательными приемами, которые можно рационально употребить в отдельных случаях практики, а именно при расчетах простых трубопроводов с линейным законом изменения открытия. Общий численный метод, пригодный для анализа разнообразных расчетных схем, в подавляющем большинстве случаев позволяет обходиться без применения каких-либо иных расчетных приемов и единообразно решать практически все задачи. Кроме того, аналитические и, частично, графические способы расчета гидравлического удара достаточно полно разбирались в специальной и учебной литературе. Вышеуказанное послужило основанием, чтобы отвести последним способам роль сравнительных подсчетов и перенести центр тяжести второй части книги на всесторонний разбор практического применения общего численного метода.

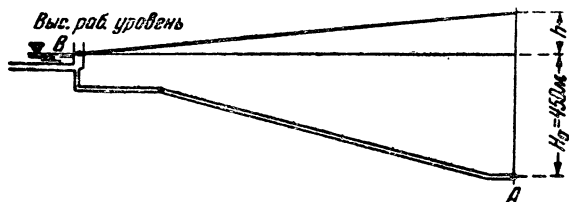
Примеры, приводимые ниже, подобраны так, чтобы дать читателю не только детальное знакомство со всеми особенностями техники расчета, но и возможность сделать ряд обобщающих выводов, облегчающих применение данного метода в проектной практике. Для этой цели в ряде примеров применено последовательное рассмотрение одного и того же трубопровода в совпадающих расчетных условиях, однако при различных упрощающих предположениях.

Примеры расположены в той же последовательности, в какой ведется теоретический анализ в первой части книги.

Рекомендуется первоначальное ознакомление с расчетами начинать с примеров, посвященных простым трубопроводам, так как в этих примерах наиболее подробно рассмотрены основные технические детали метода.

15. Гидравлический удар в простом трубопроводе при сбросе полной мощности ($\eta_0 = 1$) до холостого хода ($\eta_k = 0,12$)

Схема рассматриваемого трубопровода изображена на фиг. 32. Трубопровод начинается от уравнивательной



Фиг. 32. Сброс мощности при простом трубопроводе.

шахты. Его полная длина, считая до фланца задвижки перед турбиной, $l = 1520$ м. Трубопровод питает активную турбину, причем статический напор в нижнем конце трубопровода составляет $H_0 = 450$ м. Расход воды при полной нагрузке турбины $Q = 9,0$ м³/сек. Трубопровод металлический, сварной. При заданных параметрах трубопровод будет выполнен с переменным диаметром и переменной толщиной стенок; в данном случае мы будем считать диаметр и толщину стенок осредненными и постоянными по всей длине, т. е. взамен трубопровода с переменной характеристикой будем рассматривать упрощенную расчетную схему трубопровода с постоянной характеристикой. Такой прием целесообразно применять для предварительного расчета вариантов, так как при этом значительно сокращается объем вычислений. Ниже (§ 19 и следующие) приводится расчет трубопровода с учетом действительной характеристики, которая специально подобрана так, что ее осреднение

по формулам (52), (53) дает параметры рассматриваемого здесь простого трубопровода. Это позволит оценить степень приближения решения по упрощенной схеме.

Осредненный диаметр трубопровода $D = 1,63$ м. Осредненная скорость распространения волны удара $a = 1080$ м/сек. Скорость воды при полном расходе $v = 4,32$ м/сек. Характеристика трубопровода

$$\bar{\rho} = \frac{a}{2g\omega H_0} = \frac{1080 \cdot 4}{2 \cdot 9,81 \cdot 13,14 \cdot 1,63^2 \cdot 450} = 0,059.$$

Время закрытия регулирующего органа турбины от начального открытия $\eta_0 = 1,0$ до открытия холостого хода $\eta_k = 0,12$ примем равным $T = 7$ сек., причем закон закрытия будем считать линейным.

Если исследовать изменение давления при ударе только в нижнем сечении трубопровода, то расчет можно вести для продолжительности полуфазы $\tau = \frac{l}{a}$,

вычисленной для всего трубопровода в целом. Если же разделить τ на целое число частей, мы получим уменьшенные интервалы времени $\Delta\tau$, позволяющие определить давление при ударе в промежуточных сечениях трубопровода. Однако, если простой трубопровод рассматривается как упрощенная расчетная схема трубопровода с переменной характеристикой и, в особенности, если диаметры действительного трубопровода в верхней и нижней частях значительно отличаются друг от друга, то давления, найденные для промежуточных сечений, не могут считаться достоверными (см. ниже § 19). В данном примере мы полностью проследим изменение давления только в нижнем сечении трубопровода, учитывая, что при использовании упрощенной расчетной схемы это наиболее важно. Для того же, чтобы изложить методику определения давления в промежуточных сечениях простого трубопровода и указать, насколько осторожно следует пользоваться осреднением параметров действительного трубопровода при исследовании явления удара в промежуточных сечениях, соответствующий расчет дается в примере § 16.

В соответствии со сказанным для расчетной табл. 12 настоящего примера принят интервал времени, равный полуфазе:

$$\tau = \frac{1520}{1080} = 1,41 \text{ сек.}$$

Изменение открытия за этот интервал времени составит

$$\Delta\eta = \frac{\tau}{T_s} = \frac{1,41}{8} = 0,176, \text{ где } T_s = \frac{T}{\eta_0 - \eta_k} = \frac{7,0}{0,88} \approx 8,0.$$

Расчетная таблица выполняется в соответствии с принципиальной схемой, данной в табл. 8, и содержит три вспомогательные и две рабочие графы. Первая из вспомогательных граф дает номер интервала времени в полуфазах, вторая графа дает соответствующую величину открытия и третья содержит индексы (элементы) определяемых величин. При достаточном навыке последняя графа может быть опущена. Над рабочими графами *A* и *B*, соответствующими рассматриваемым сечениям трубопровода, надписывается значение величины $\frac{1}{\rho} = \frac{1}{0,059} = 17,0$.

В дальнейшем изложении клетки расчетных таблиц будут обозначаться номерами интервала времени и буквой, определяющей сечение трубопровода. Например, клетка (0, *A*) представляет узел, соответствующий сечению трубопровода у турбины в начальный момент времени.

Расчет начинается с определения начальных значений функций π и Ω , величины относительного повышения давления h и заполнения клеток, относящихся к начальному моменту процесса, т. е. (0, *A*) и (0, *B*). Для этих клеток $h=0$ и $\Omega = -\pi = Q_0 = 9,00 \text{ м}^3/\text{сек}$. Затем, в соответствии с принципами переноса, разобранными в § 7 первой части, значения π и Ω переносятся без изменения из клетки (0*A*) в клетку (1*B*), где h , как и во всех остальных клетках графы *B*, соответствующей свободной поверхности воды в уравнительной шахте, равно нулю. Если теперь вписать в клетку (1*B*) значение функции $\Omega = -\pi$, что явствует из формулы (58) при $h=0$, и перенести значения $\Omega = 9,00 \text{ м}^3/\text{сек}$ из клеток (0*B*) и (1*B*) соответственно в (1*A*) и (2*A*), то этим закончится первая операция расчета, смысл которой сводится к определению, при помощи начальных условий, значений функций Ω для сечения *A* у турбины в пределах первой фазы удара. Эта первая операция в практической работе производится совершенно автоматически.

Таблица 12

Простой трубопровод. Сброс полной мощности

t	η	Элементы	$\frac{1}{\rho} = 17,0$	
			A	B
0	1,00	π	-9,00	-9,0
		Ω	9,00	9,00
		h	0,00	0,00
1	0,824	π	-6,78	-9,00
		Ω	9,00	9,00
		h	0,131	0,00
2	0,648	π	-4,29	-6,78
		Ω	9,00	6,78
		h	0,277	0,00
3	0,472	π	-2,73	-4,29
		Ω	6,78	4,29
		h	0,238	0,00
4	0,296	π	-1,47	-2,73
		Ω	4,29	2,73
		h	0,166	0,00
5	0,12	π	0,37	-1,47
		Ω	2,73	1,47
		h	0,182	0,00
6	0,12	π	-0,74	0,37
		Ω	1,47	-0,37
		h	0,043	0,00
7	0,12	π	-2,36	-0,74
		Ω	-0,37	0,74
		h	-0,16	0,00
8	0,12	π	-1,39	-2,36
		Ω	0,74	2,36
		h	-0,038	0,00
9	0,12	π	-2,03	-1,39
		Ω	2,36	1,39
		h	0,137	0,00
10	0,12	π		-2,03
		Ω	1,39	2,03
		h	0,034	0,00
11	0,12	π		
		Ω	2,03	0,00
		h	0,105	

После того как значения Ω вписаны во все клетки графы A в пределах первой фазы удара, следует приступить к вычислению относительных повышений напора в этих же клетках. Для этого используется формула (63'), которую при $n=2$ удобнее написать в виде

$$h = 2 \frac{\Omega - \tau Q_0}{\frac{1}{\rho} + \tau Q_0}.$$

Применяя эту формулу, мы найдем, что в клетке (1A)

$$h = 2 \frac{9,0 - 0,824 \cdot 9,0}{17,0 + 0,824 \cdot 9,0} = 0,131,$$

а в клетке (2A)

$$h = 0,277.$$

Для облегчения работы нужно сейчас же после определения величины h в одной из клеток, не меняя положения движка счетной линейки, умножить h на выписанное над таблицей значение $\frac{1}{\rho}$, чтобы, применив формулу (58), получить величину функции π . Для клетки (1A) такое вычисление даст $\pi = 0,131 \cdot 17,0 - -9,0 = -6,78$ м³/сек, а для клетки (2A) $\pi = -4,29$ м³/сек.

Полученные значения π могут быть перенесены из графы A в графу B точно так же, как это было сделано ранее для начальных значений π , т. е. из клетки (1A) в клетку (2B) и из клетки (2A) в клетку (3B).

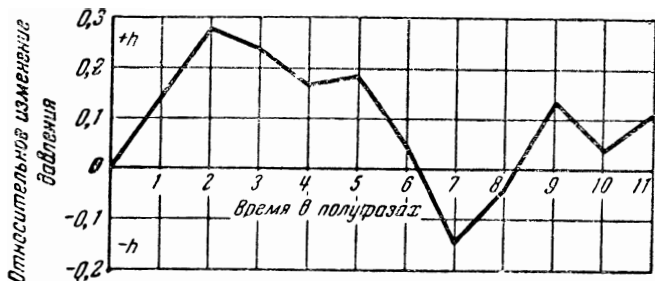
Затем, вписав в клетки (2B) и (3B) значения функции Ω , получаемые, как было сказано выше, переменной знака у функции π , и перенеся эти значения из графы B в графу A , мы закончим вторую операцию, найдя Ω для сечения у турбины в пределах второй фазы удара. Дальнейшее заполнение таблицы будет производиться повторением описанных операций и может быть продолжено сколь угодно далеко. Следует иметь в виду, что в ряде случаев можно уменьшить объем арифметических выкладок вдвое, заполняя только половину клеток расчетной таблицы. Для этого с самого начала нужно вычислять значения h только для четных интервалов времени. Найденное в результате заполнения расчетной таблицы наибольшее относительное повышение давления у тур-

бины $h = 0,277$ может быть определено по приближенной формуле из табл. 5:

$$h = \frac{2\sigma}{1 + \rho\eta_0 - \sigma} = 0,26,$$

(значение $\eta_0 = 1$; $\rho = \frac{av}{2gH_0} = 0,53$; $\theta = \frac{T_s}{\mu} = 3$ и $\sigma = \frac{\rho}{\theta} = 0,176$).

По табл. 6, соответственно, $h \approx 0,27$. Результативная диаграмма давления у турбины приведена на фиг. 33.



Фиг. 33. Диаграмма давления у турбины при сбросе полной мощности.

Если относительное повышение давления при ударе велико и, во всяком случае, превосходит $h = 0,5$, то применение формулы (63') для вычисления значений h в графе А приведет к получению преуменьшенных значений давления, причем разность будет расти при увеличении действительной величины h . Поэтому в таких случаях следует вместо (63') пользоваться формулами (63) или (63'').

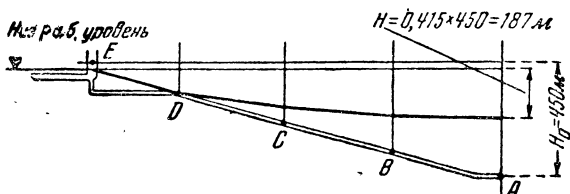
16. Гидравлический удар в простом трубопроводе при набросе мощности от $\eta_0 = 0,4$ до $\eta_k = 1,0$

Для примерного расчета удара при набросе мощности использованы параметры трубопровода предыдущего примера; схема трубопровода изображена на фиг. 34. Как указывалось в § 15, примерный расчет на наброс мощности используется для иллюстрации заполнения расчетной таблицы не только для давлений и скоростей в нижнем конце трубопровода, но и в его промежуточных сечениях.

Исходные данные для расчета: $l = 1520$ м; $H_0 = 450$ м; $Q_0 = 9,0$ м³/сек; $D = 1,63$ м; $a = 1080$ м³/сек;

$v = 4,32$ м/сек; $\bar{\rho} = 0,059$; $T_s = 3,3$ сек. Закон изменения открытия турбины попрежнему принят линейным.

При набросе мощности из всех промежуточных сечений трубопровода прежде всего следует обратить внимание на сечение D , так как при понижении давления именно в нем в первую очередь можно ожидать появление вакуума. Длина участка DE равна 330 м, т. е. некратна полной длине трубопровода. В данном или аналогичных случаях можно либо условно сдвинуть интересующее нас сечение таким образом, чтобы полу-



Фиг. 34. Наброс мощности при простом трубопроводе.

чить длину участков, кратную l , либо разделить трубопровод на более короткие участки, либо, наконец, применить одновременно оба эти приема. В данном случае это будет означать, что или условно принимается длина участка $DE = \frac{1520}{4} = 380$ м, или трубопровод делится на 9 участков, и тогда точка D будет расположена на расстоянии $\frac{2}{9} \cdot 1520 = 336$ м от начала трубо-

провода. Для упрощения таблицы делим трубопровод на 4 участка, как показано на фиг. 34. В этом случае интервал времени для расчетной таблицы будет $\Delta\tau = \frac{380}{1080} = 0,351$ сек. и соответственное изменение откры-

$$\Delta\eta = \frac{\Delta\tau}{T_s} = \frac{0,351}{3,30} = 0,106.$$

Расчетная табл. 13 заполняется в той же последовательности, как и табл. 12 в предыдущем примере. Первая операция расчета закончится внесением значений функции Ω для сечения A у турбины в пределах первой фазы удара, т. е. в клетках от (OA) до $(8A)$. Разумеется, то же значение $\Omega = Q_0 = 0,40 \cdot 9,0 = 3,6$ м³/сек должно быть вписано во все клетки, заключенные внутри тре-

Простой трубопровод. Наброс мощности от $\eta_0 = 0,4$ до $\eta_{\kappa} = 1,0$

t	η		$\frac{1}{\rho} = 17,0$				
			A	B	C	D	E
0	0,400	π Ω h	-3,60 3,60				
1	0,506	π Ω h	-5,10 3,60 -0,088				
2	0,612	π Ω h	-6,47 3,60 -0,169				
3	0,718	π Ω h	-7,74 3,60 -0,244				
4	0,824	π Ω h	-8,90 3,60 -0,311			-5,10 3,60 -0,088	-3,60 3,60
5	0,930	π Ω h	-10,01 3,60 -0,377		-7,74 3,60 -0,244	-6,47 3,60 -0,169	-5,10 5,10
6	1,00	π Ω h	-10,66 3,60 -0,415		-8,90 3,60 -0,311	-7,74 5,10 -0,155	-6,47 6,47
7	1,00	π Ω h	-10,66 3,60 -0,415	-10,66 3,60 -0,415	-10,01 5,10 -0,289	-8,90 6,47 -0,143	-7,74 7,74
8	1,00	π Ω h	3,60 -0,415	-10,66 5,10 -0,327	-10,66 6,47 -0,246		
9	1,00	π Ω h	5,10 -0,300		-10,66 7,74 -0,171		
10	1,00	π Ω h	6,47 -0,194				

угольника ($OA, 4E, 8A$), ограничивающего зону первой фазы удара, однако заранее этого делать не рекомендуется, так как таблицу удобнее заполнять в той лишь мере, в какой это требуется для поставленной цели расчета.

Вычисление значений h и π для сечения A в пределах первой фазы удара, перенос значений π из графы A в графу E , где переменной знака у π мы получаем значения Ω и обратный перенос Ω из графы E в графу A , т. е. все детали второй операции расчета ничем не отличаются от разобранных в предыдущем примере и выполняются по тем же формулам (63') и (58). Что же касается определения давлений в промежуточных сечениях трубопровода, то после заполнения граф A и E давление в любом сечении и в любой момент определяется по формуле (58). Для этого из графы A в рассматриваемое сечение сносится значение π , а из графы E сносится значение Ω . Например, в интересующем нас узле D в 7-й интервал времени, т. е. в клетке (7D) $\pi = -8,90 \text{ м}^3/\text{сек}$ снесется из клетки (4A), а $\Omega = 6,47 \text{ м}^3/\text{сек}$ снесется из клетки (6E). При этом

$$h = \bar{\rho}(\pi + \Omega) = \frac{-8,90 + 6,47}{17} = -0,143.$$

Заполняя графу A , мы видим, что наибольшее понижение давления в нижнем конце трубопровода имеет место в конце 6-го, 7-го и 8-го интервалов времени и равно $h = -0,415$.

Наибольшие понижения давления в промежуточных сечениях равны: $h = -0,415$ в сечении B , $h = -0,311$ в сечении C и $h = -0,169$ в сечении D . Соответствующее положение пьезометрической линии показано на фиг. 34. Ее форма характерна для случаев прямого удара при набросе мощности, когда появляется горизонтальный участок, начинающийся от сечения у турбины. Как видно из фиг. 34, пьезометрическая линия пересекает ось трубопровода у точки перелома профиля. Если бы мы действительно имели дело с простым трубопроводом с рассматриваемыми параметрами, то такой результат расчета показал бы неприемлемость принятого времени открытия T_3 . Однако в действительности рассматривается лишь осредненная схема трубопровода с переменной характеристикой. В преды-

дущем примере уже указывалось, что в таких случаях результаты определения давления в промежуточных сечениях недостаточно надежны. В дальнейшем изложении (§ 19) в расчете наброса нагрузки при трубопроводе с переменной характеристикой будет показано, что в действительности пьезометрическая линия проходит у точки D на 10,5 м выше, чем это получилось здесь, и не пересекает оси трубопровода.

17. Гидравлический удар в простом трубопроводе при сбросе полной мощности и при учете сил сопротивления

Схему и параметры трубопровода примем аналогичными схеме и параметрам трубопровода из расчета, приведенного в § 15. В соответствии с § 8 предположим, что все потери сосредоточены в узле S в середине трубопровода, причем сумма этих потерь $\Delta H_{AB,0} = 0,05 H_0 = 22,5$ м, т. е. $h_{AB,0} = 0,05$. В этом случае значения функций π и Ω могут быть перенесены из графы в графу, как это излагалось в предыдущих расчетах, только в пределах участков $A-S$ или $S-B$; при переходе же из участка в участок, т. е. при прохождении через разрывность, их величины будут изменяться. Поскольку в настоящем примере мы рассматриваем участки, укороченные вдвое по сравнению с полной длиной трубопровода, расчетный интервал времени и соответствующее ему изменение открытия также уменьшатся вдвое и составят $\Delta\tau = 0,705$ сек. и $\Delta\eta = 0,088$.

Заполнение табл. 14, теоретическая схема которой приведена в табл. 9, начнется с клеток $(0A)$, $(1S_1)$, $(1S_2)$ и $(2B)$, для которых значения π и Ω имеют начальные значения. Начальная величина $\Omega = 9,00$ перенесется из клетки $(1S_1)$ в $(2A)$ и из клетки $(2B)$ в $(3S_2)$. Перенеся Ω также из клетки $(1S_1)$ в клетку $(2A)$, мы сможем, как обычно, применить формулу $(63')$ или $(63'')$ и вычислить сначала $h = 0,131$, а затем $\pi = -6,78$. Перенеся найденное значение π из клетки $(2A)$ в клетку $(3S_1)$, мы закончим первую операцию расчета, заключающуюся в определении π и Ω в узле разрывности S . При этом π будет найдено для участка ниже узла разрывности (узла трения), считая по течению воды, т. е. в графе S_1 , а Ω —для участка выше узла разрывности, т. е. в графе S_2 .

Таблица 14

Простой трубопровод. Сброс полной мощности с учетом трения;
 $\alpha = 191$

t	η	ЭЛЕМЕНТЫ	$\frac{1}{\rho} = 17,0$		$\frac{1}{\rho} = 17,0$	
			A	S ₁	S ₂	B
0	1,00	π Ω Q h	-9,00 9,00			
1	0,912	π Ω Q h	9,00	-9,00 9,00	-9,00 9,00	
2	0,824	π Ω Q h	-6,78 9,00 0,131			-9,00 9,00
3	0,736	π Ω Q h		-6,78 8,66 7,72 0,110	-6,40 9,00 7,72 0,150	
4	0,648	π Ω Q h	-4,47 8,66 0,244			-6,40 6,40
5	0,560	π Ω Q h		-4,47 6,23 5,35 0,105	-4,30 6,40 5,35 0,123	
6	0,472	π Ω Q h	-3,05 6,23 0,187			-4,30 4,30
7	0,384	π Ω Q h		-3,05 4,23 3,64 0,070	-2,98 4,30 3,64 0,078	
8	0,296	π Ω Q h	4,23 0,160			

Теперь можно применить формулу (71) и вычислить расход в узле S в конце 3-го интервала времени. Предварительно следует определить величину $\alpha = \frac{2\bar{\rho}Q_0^2}{h_{AB,0}} = \frac{0,118 \cdot 9^2}{0,05} = 191$, которая надписывается над расчетной таблицей. Используя найденное значение α , находим $\frac{\Omega - \pi}{\alpha} = \frac{15,78}{191} = 0,083$ и по табличке § 7 соответствующее значение $m = 1,021$. Подставляя найденное значение m в формулу расхода, определим $Q = \frac{\Omega - \pi}{2m} = 7,70 \text{ м}^3/\text{сек}$. В случае, если величина дроби $\frac{\Omega - \pi}{\alpha}$ выходит за пределы таблички § 7, для вычисления следует использовать формулу $m = \frac{1}{2}(1 + \sqrt{1 + h})$. Нужно иметь в виду, что прямое использование формулы (71) при малых значениях $\frac{\Omega - \pi}{\alpha}$ затруднительно вследствие недостаточной точности счетной линейки.

Итак, для сечения S в конце 3-го интервала времени найдена величина расхода воды Q , которая сейчас же может быть подставлена в формулы для определения Ω в клетке $(3S_1)$: $\Omega = 2Q + \pi = 2 \cdot 7,70 + 6,78 = 8,62 \text{ м}^3/\text{сек}$ и для определения π в клетке $(3S_2)$: $\pi = \Omega - 2Q = 8,62 - 2 \cdot 7,70 = -6,40 \text{ м}^3/\text{сек}$. После того как стали известны все значения π и Ω в клетках $(3S_1)$ и $(3S_2)$, могут быть определены давления со стороны участка $A - S$: $h_{AS} = \bar{\rho}(\Omega + \pi) = 0,059(8,62 + 6,78) = 0,110$ и давление со стороны участка $S - B$: $h_{BS} = 0,059(6,40 - 4,30) = 0,150$. Произведенные вычисления могут быть проверены при помощи формулы (72), которая должна дать величину перепада давления в узле S , равную разности найденных величин h_{BS} и h_{AS} .

Сравнивая расчетные табл. 14 и 12, можно увидеть, что учет потерь напора на трение в трубопроводе приводит к снижению расчетного давления при ударе, причем снижение это невелико и может не приниматься во внимание, создавая незначительный запас при определении прочности трубопровода. Однако понятно, что при набросе нагрузки трение приводит к добавочному

понижению пьезометрической линии и в ответственных случаях, когда есть опасность возникновения вакуума в отдельных сечениях трубопровода, должно учитываться расчетом.

18. Гидравлический удар в простом трубопроводе с учетом универсальной характеристики реактивной турбины; сброс полной мощности

Однониточный простой трубопровод диаметром $D = 2,35$ м, длиной 320 м питает реактивную турбину мощностью 8 000 квт с быстроходностью $n_s = 210$. Статический напор у турбины $H_0 = 65$ м. Расход при полной нагрузке $Q = 16,8$ м³/сек. Диаметр рабочего колеса турбины $D = 140$ см. Число оборотов $n = 375$ в минуту.

Разбираемый здесь случай описан в § 10.

Весь расчет в случае, если число оборотов турбины не меняется, ведется совершенно так же, как при активной турбине, с той лишь разницей, что для определения повышения давления у турбины по формуле (63') вместо ηQ_0 , представляющего расход при открытии η , подставляется значение $Q_1' \sqrt{H_0} \cdot D^3$, т. е. расход, определенный по универсальной характеристике с учетом реального давления в данный момент и открытия направляющего аппарата; при этом формула (63') переходит в формулу (78).

Следовательно, для того чтобы иметь возможность рассчитать гидравлический удар в трубопроводе с учетом реактивности турбины, нужно располагать универсальной характеристикой в области от кривой предельной мощности до открытия холостого хода с нанесенными линиями равных открытий направляющего аппарата a , проведенными, по возможности, через малые интервалы. Обычно заводские универсальные характеристики даются в значительно более узких пределах и могут служить для расчетов удара при сбросах и набросах лишь половинной мощности.

На фиг. 35 дана универсальная характеристика турбины, рассматриваемой в данном примере. Эта характеристика дана в координатах приведенных расходов Q_1' и приведенных чисел оборотов n_1' для колеса диаметром 1 м и напора $H = 1,0$ м.

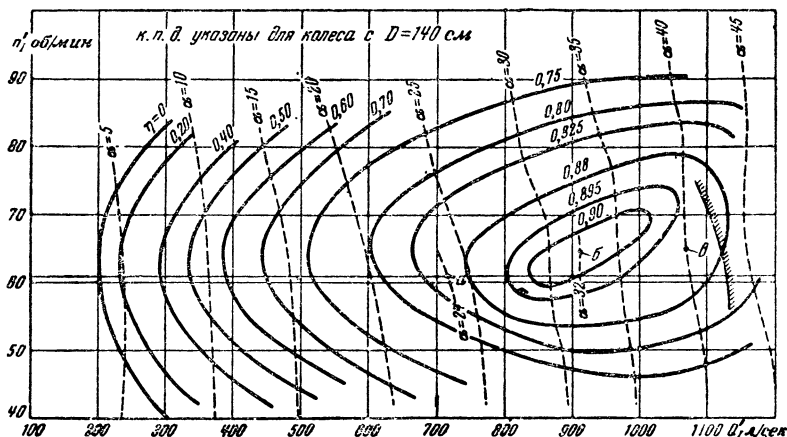
Линии равных открытий α на оригинальной характеристике не интерполированы.

Рабочая точка при полной мощности имеет координаты:

$$n'_1 = \frac{nD}{\sqrt{H}} = \frac{375 \cdot 1,4}{\sqrt{65}} = 65,0 \text{ об/мин};$$

$$Q'_1 = \frac{Q}{\sqrt{H} \cdot D^2} = \frac{16\,800}{\sqrt{65} \cdot 1,4^2} = 1\,064 \text{ л/сек},$$

т. е. лежит на линии $\alpha = 40$ мм. Примем, что закрытие направляющего аппарата от $\eta_0 = 1,0$ до $\eta_k = 0,20$ проис-



Фиг. 35. Расчет удара при сбросе мощности с учетом реальной характеристики турбины.

a — рабочая точка в конце четвертого интервала; b — рабочая точка в конце второго интервала; v — начальная рабочая точка.

ходит за 3 сек. При скорости распространения волны удара $\alpha = 1\,065$ м/сек расчетный интервал времени будет равен $\Delta\tau = \frac{320}{1\,065} = 0,30$ сек.

Предположим, что в данном случае закрытие происходит с переменной скоростью, а именно: первую половину своего пути, от $\eta = 1,00$ до $\eta = 0,60$, поршень сервомотора проходит за 1,2 сек., а вторую половину пути, от $\eta_0 = 0,60$ до $\eta = 0,20$, за 1,8 сек. В графу расчетной табл. 15 впишем не только относительные открытия, но и пропорциональные им абсолютные открытия α .

Таблица 15

Простой трубопровод. Сброс полной мощности с учетом реактивности турбины

<i>t</i>	η/a	Элементы	$\frac{1}{\rho} = 5,20$	
			<i>A</i>	<i>B</i>
0	1,00/40,0	π Ω <i>h</i>	-16,8 16,8	
1	0,90/36,0	π Ω <i>h</i>	16,8	-16,8 16,8
2	0,80/32,0	π Ω <i>h</i>	-15,48 16,8 0,254	
3	0,70/28,0	π Ω <i>h</i>		-15,48 15,48
4	0,60/24,0	π Ω <i>h</i>	-12,48 15,48 0,576	
5	0,533/21,3	π Ω <i>h</i>		-12,48 12,48
6	0,466/18,6	π Ω <i>h</i>	-9,57 12,48 0,56	
7	0,399/15,9	π Ω <i>h</i>		-9,57 9,57
8	0,332/13,2	π Ω <i>h</i>	-7,08 9,57 0,480	
9	0,266/10,6	π Ω <i>h</i>		-7,08 7,08
10	0,20/8,0	π Ω <i>h</i>	-4,94 7,08 0,412	
11	0,20/8,0	π Ω <i>h</i>		-4,94 4,94
12	0,20/8,0	π Ω <i>h</i>	4,94 0,00	

Значения $\bar{\rho}$ и $\frac{1}{\rho}$ составят:

$$\bar{\rho} = \frac{a}{2g_n H_0} = \frac{1065 \cdot 4}{2 \cdot 9,81 \cdot 3,14 \cdot 2,35^2 \cdot 65} = 0,193; \quad \frac{1}{\rho} = 5,20.$$

Заполнение расчетной таблицы производится так же, как в примерном расчете § 15, — с заменой формулы (63') формулой (78). Так, например, для определения h в клетке (2А) находим по универсальной характеристике на фиг. 35 приведенный расход $Q'_1 = 0,908$, соответствующий приведенному числу оборотов $n'_1 = 65$ и $a = 32,0$. Подставляя это значение Q'_1 в формулу (78), получим:

$$h = 2 \cdot \frac{\Omega - Q'_1 \sqrt{H_0} D^2}{\frac{1}{\bar{\rho}} + Q'_1 \sqrt{H_0} D^2} = 2 \cdot \frac{16,8 - 0,908 \cdot \sqrt{65} \cdot 1,4^2}{5,20 + 0,908 \sqrt{65} \cdot 1,4^2} = 0,254.$$

Дальнейшее заполнение таблицы не представляет ничего нового. Относительные повышения давления в данном случае довольно значительны. Поэтому при вычислении применена поправка в соответствии с формулой (63'').

Описанный здесь расчет позволяет учесть изменение числа оборотов турбины, имеющее место при сбросах с отсоединением ГЭС от системы и, соответственно, при работе изолированной ГЭС. Расчет с учетом изменения числа оборотов начинается с определения h в конце первой фазы удара, т. е. в конце второго интервала времени. Можно, разумеется, начать с определения h для конца первого интервала времени, но, как мы увидим из дальнейшего, это усложнение, увеличивая объем выкладок, не принесет практической пользы. Найдя $h = 0,254$, мы можем, используя формулу (83), найти измененное число оборотов к концу второго интервала времени. Для этого определяем

$$T_a = \frac{GD^2 \cdot n_0^2}{365 N_0} = \frac{140 \cdot 375^2}{365 \cdot 8000} = 6,76 \text{ сек. [формула (80)];}$$

$$\beta_1 = \frac{Q'_1 \cdot n'_1 \cdot \eta_1}{Q'_1 \cdot n'_1 \cdot \eta_0} = \frac{0,915 \cdot 65 \cdot 0,90}{1,064 \cdot 58,3 \cdot 0,888} = 0,97 \text{ [формула (82)].}$$

При вычислении β используются значения приведенного числа оборотов n'_1 в конце второго интервала вре-

мени, вычисленные пока только с учетом увеличенного h , т. е.

$$n'_1 = \frac{n_0 \cdot D}{\sqrt{(1+h)H_0}} = \frac{375 \cdot 1,4}{\sqrt{1,254 \cdot 65}} = 58,3 \text{ об/мин,}$$

и приведенного расхода $Q'_1 = 0,915 \text{ м}^3/\text{сек}$, соответствующего $n'_1 = 58,3 \text{ об/мин}$ и заданному $a = 32,0$.

Подставляя найденные величины T_a и β_1 в формулу (83) и имея в виду, что при сбросе полной мощности $\chi = 0$, получим, что в конце второго интервала времени число оборотов турбины повысится до

$$n_2 = n_1 + \frac{\tau \cdot n_0}{T_a} [\beta_1 (1+h)] = 375 + \\ + \frac{0,6 \cdot 375}{6,76} 0,97 \cdot 1,254 = 414,6 \text{ об/мин.}$$

Теперь имеется возможность уточнить повышение давления в конце второго интервала времени, используя формулу (78) во втором приближении, т. е. определив окончательно приведенное число оборотов с учетом n_2 и соответственный приведенный расход

$$n'_{1(y)} = \frac{414,6 \cdot 1,4}{\sqrt{1,254 \cdot 65}} = 64,5 \text{ об/мин.}$$

Из универсальной характеристики видно, что окончательная величина приведенного числа оборотов очень мало отличается от первоначально принятой, и уточненный приведенный расход может быть с полным основанием принят равным первоначально найденному, т. е. $Q'_{1(y)} = 0,908 \text{ л/сек}$. Поэтому уже известная нам величина $h = 0,254$ никакого изменения не получит.

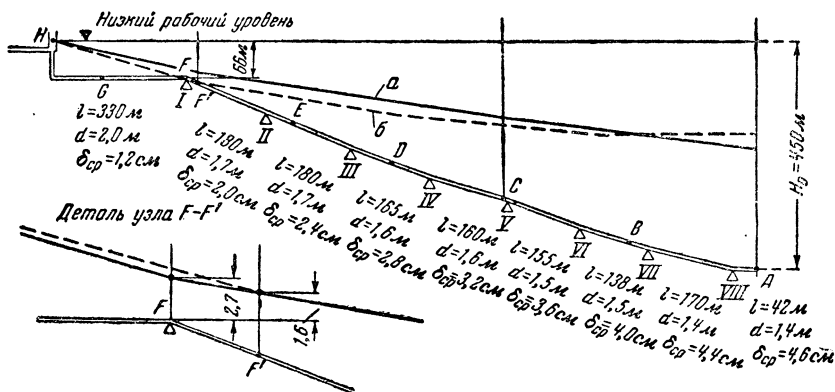
Дальнейший расчет будет представлять собой повторение всех описанных здесь операций для промежутка между вторым и четвертым интервалами времени. По найденному $h = 0,556$ определяются β_2 и n_3 , причем при вычислении последнего принимается $n_2 = 414,6 \text{ об/мин}$. Здесь приводятся только итоговые цифры этого второго цикла расчета:

$$\beta_2 = 0,89; \quad n'_1 = 54,6 \text{ об/мин}; \quad n_3 = 466 \text{ об/мин}; \\ n'_{1(y)} = 61,0; \quad Q'_{1(y)} = 0,715; \quad h_{(y)} = 0,550.$$

Таким образом, максимальное повышение давления, которое без учета изменения числа оборотов определилось, как $h=0,576$, теперь найдено равным $h=0,550$. Такое уточнение нельзя считать практически реальным, так как оно находится в пределах неизбежных погрешностей, которые сопутствуют принятию той или иной расчетной схемы трубопровода. Можно вообще иметь в виду, что при обычно встречающихся значениях временной неравномерности хода гидроэлектрических агрегатов уточнение расчета гидравлического удара путем учета колебания числа оборотов, не имеет практического значения.

19. Гидравлический удар в однниточном трубопроводе с переменной характеристикой. Наброс мощности от $\eta_0 = 0,4$ до полной ($\eta_k = 1$)

Схема рассматриваемого трубопровода изображена на фиг. 36. Трубопровод начинается от уравнительного резервуара и, в пределах до помещения дроссельных затворов, уложен в штольне. Место расположения помещения дроссельных затворов фиксировано и обусловлено рельефом местности. Полная длина трубопровода $l=1520$ м. Эта длина восьмью анкерными опорами разделена на 9 участков. Длины участков, диаметры труб и средние толщины оболочки показаны на схеме.



Фиг. 36. Расчет удара в трубопроводе с переменной характеристикой. Наброс мощности.

а — линия давления для трубопровода с переменной характеристикой;
б — линия давления для трубопровода с постоянной характеристикой.

Статический напор у входа в активную турбину, питаемую рассматриваемым трубопроводом, равен $H_0 = 450$ м. Расход воды при работе турбины полной мощностью $Q = 9,0$ м³/сек.

При расчете нет необходимости учитывать каждое изменение диаметра трубы и толщины ее оболочки. Решение задачи можно заметно упростить, не внося в него существенных погрешностей, если, объединив некоторые участки, разделить трубопровод на несколько зон с осредненными параметрами. При этом границы должны находиться вблизи характерных точек трубопровода. Для схемы, показанной на фиг. 36, граница зон должна обязательно оказаться вблизи анкерной опоры I , так как в этом сечении можно ожидать появления вакуума при глубоких набросах мощности. Первая попытка деления заданного трубопровода на зоны приводит нас к желательной длине зоны $l_1 = HF$ при отрезке времени, принятом $\Delta\tau = \frac{l_1}{a_1}$ за расчетный интервал.

Однако первые же прикидки убедят нас в том, что выбранная длина зоны слишком велика, так как не дает возможности разделить остальную часть трубопровода на зоны с интервалами, кратными выбранному интервалу времени $\Delta\tau$. Поэтому при второй попытке разделим зону от анкерной опоры I до свободной поверхности воды в уравнильной шахте на два участка с равными интервалами времени $\Delta\tau_1 = \frac{\Delta\tau}{2}$. Тогда, в первом приближении, весь трубопровод можно будет разделить на 7 участков, а эти участки сгруппировать в 3 зоны AC , CF и FH . Для того чтобы выяснить, насколько такое деление пригодно для расчета, определим осредненные параметры трубопровода по зонам, сведя их в следующую табличку.

Зона	Длина зоны, м	$v_{ср}$, м/сек	$a_{ср}$, м/сек	Время пробега зоны $\Delta\tau$, сек.	Число участков в зоне
AC	505	5,40	1 230	0,41	2,16
CF	685	4,23	1 115	0,61	3,21
FH	330	2,87	870	0,38	2,00

Здесь $v_{cp} = \frac{\Sigma lv}{\Sigma l}$; $a_{cp} = \frac{\Sigma l}{\Sigma a}$ [формулы (52) и (53)].

В приведенной табличке при определении числа участков в зоне за основу принято выбранное деление зоны FH на два участка. При этом расчетный интервал времени $\Delta\tau_1 = \frac{330}{870 \cdot 2} = 0,19$ сек. Эта величина $\Delta\tau_1$ используется для определения числа участков в остальных зонах.

Данные таблички показывают, что пока не вполне выдержано условие, необходимое для составления расчетной таблицы, а именно — трубопровод еще не разделен на зоны, содержащие кратное число расчетных интервалов времени $\Delta\tau$. Нетрудно прийти к заключению, что если передвинуть границу третьей зоны из точки F в точку F' , желательное совпадение границ зон и границ участков будет достигнуто почти точно, в чем нас убеждает следующая табличка.

Зона	Длина зоны, м	v_{cp} , м/сек	a_{cp} , м/сек	Время пробега зоны $\Delta\tau$, сек.	Число участков в зоне	\bar{p}_{cp}
AC	505	5,40	1 230	0,410	2,05	0,084
CF'	665	4,23	1 115	0,660	3,00	0,059
F'H	350	2,87	870	0,404	2,02	0,032

Последняя табличка показывает, что полученный расчетный интервал времени с достаточной точностью укладывается целое число раз во все три зоны. Это позволяет остановиться на принятом делении трубопровода и вычислить для выбранных зон средние значения \bar{p}_{cp} .

Продолжительность открытия сопла турбины от $\eta_0 = 0$ до $\eta_k = 1,00$ примем равной $T_s = 3,3$ сек. при линейном по времени законе изменения площади. Тогда изменение открытия за один интервал времени будет равно

$$\Delta\eta = \frac{\Delta\tau_1}{T_s} = \frac{0,20}{3,3} = 0,061.$$

Как было уже сказано выше, основной целью расчета гидравлического удара в данном случае является определение давления у анкерной опоры *I*. Статический напор в этом сечении при низком горизонте воды в водохранилище равен 66,0 м. Следовательно, при понижении давления при ударе на величину около 76 м можно ожидать разрыва водяного столба. Расчет удара должен показать, что при набросе нагрузки в положении пьезометрической линии имеется достаточный запас. Этот запас действующими нормами не установлен и мы примем его равным 12,0 м, допуская, таким образом, понижение давления на 64,0 м; при этом пьезометрическая линия пройдет на 2,0 м выше оси трубы.

Расчетная таблица составляется в соответствии с § 9 и схемой заполнения, показанной в табл. 10. В сечениях *C* и *F*, являющихся границами между зонами, иначе — разрывностями, характеристика трубопровода изменяется, а следовательно, изменяются значения π и Ω . Поэтому в таблице сечения *C* и *F* должны быть повторены по два раза, так как при вычислении π и Ω следует рассматривать эти сечения сначала как принадлежащие вышележащим участкам трубопровода, а затем как принадлежащие нижележащим участкам.

В начале таблицы надписываются значения $\frac{1}{\rho_{cp}}$ для всех зон и отдельно в рамке над линиями, разделяющими зоны друг от друга, — значения $\frac{1}{2} \left(\frac{1}{\rho_{1cp}} + \frac{1}{\rho_{2cp}} \right)$.

Заполнение расчетной таблицы вначале не содержит ничего нового по сравнению с уже разобранными примерами. После определения по формуле (63') $h = -0,245$ в клетке (4А), куда начальная величина $\Omega = 3,60$ м³/сек должна быть перенесена из клетки (2С₁) находится $\pi = -6,56$ м³/сек и переносится из клетки (4А) в клетку (6С₁). С другой стороны, начальное значение Ω попадает из клетки (4Е) в клетку (6С₂) и, таким образом, для сечения трубопровода *C* в конце шестого интервала времени нам становятся известными π из нижележащей зоны и Ω из вышележащей зоны. Это

Однониточный трубопровод с переменной характеристикой.
Наброс нагрузки от $\eta_0 = 0,4$ до $\eta_{\kappa} = 1,0$

t	η	ЭЛЕМЕНТЫ	$\frac{1}{\rho} = 11,9$		14,45		$\frac{1}{\rho} = 17,0$		24,20		$\frac{1}{\rho} = 31,4$	
			A	B	C ₁	C ₂	D	E	F' ₁	F' ₂	G	H
0	0,40	π Ω h	-3,60 3,60									
1	0,461	π Ω h		-3,60								
2	0,522	π Ω h	-5,18 3,60 -0,132		-3,60	-3,60						
3	0,583	π Ω h					-3,60					
4	0,644	π Ω h	-6,56 3,60 -0,249		-5,18 3,88 -0,109	-5,45 3,60 -0,109		-3,60				

5	0,705	π Ω h							-3,60	-3,60		
6	0,766	π Ω h	-7,58 3,88		-6,56 4,12	-7,06 3,60					-3,60	
			-0,321		-0,203	-0,203						
7	0,827	π Ω h							-5,45	-6,01 3,60		-3,60 3,60
									-0,077	-0,077		
8	0,888	π Ω h			-7,58 4,30	-8,28 3,60					3,60	
					-0,275	-0,275						
9	0,949	π Ω h							-7,06 4,63	3,60		-6,01 6,01
									-0,142	-0,142		
10	1,00	π Ω h	-9,65 4,30									
			-0,45									
11	1,00	π Ω h							-8,28	6,01		
									-0,094	-0,094		
12	1,00	π Ω h			-9,65	4,63						
			-0,476		-0,347	-0,347						

дает нам возможность применить формулу (74) и вычислить величину понижения давления

$$h = \frac{\pi + \Omega}{\frac{1}{2} \left(\frac{1}{\rho_{1cp}} + \frac{1}{\rho_{2cp}} \right)} = \frac{-6,56 + 3,60}{14,45} = -0,203,$$

которая впишется одновременно и в клетку (6C₁), и в клетку (6C₂). Применяв затем формулу (58) и используя выписанные заранее значения $\frac{1}{\rho}$ обоих участков, мы найдем для нижележащего участка $\Omega = -11,9 \cdot 0,203 + 6,56 = 4,12 \text{ м}^3/\text{сек}$ и для вышележащего участка $\pi = -17,0 \cdot 0,203 - 3,60 = -7,06 \text{ м}^3/\text{сек}$. Последнее, перенесенное из клетки (6C₂) в клетку (9F₁), совершенно аналогичным образом даст возможность вычислить h в сечении F в конце девятого интервала времени:

$$h = \frac{-7,06 + 3,60}{24,2} = -0,143.$$

Дальнейшее заполнение расчетной таблицы не содержит ничего принципиально нового. Необходимая степень ее заполнения определится в процессе расчета. Так, для заполнения клеток (10C₁) и (10C₂) потребуются предварительно знать Ω в клетке (7F₁), т. е. окажется необходимым заполнить клетку (2A). Что же касается заполнения клеток в графах B , D , E и G , то в подавляющем большинстве случаев, это не является необходимым.

Расчетная таблица показывает, что наибольшее понижение давления в сечении F' имеет место в конце девятого интервала времени и равно $H = -0,143 \cdot 450 = -64,4 \text{ м}$.

Параметры трубопровода в данном примере подобраны таким образом, что их осреднение по всей длине трубопровода приводит к простому трубопроводу, рассмотренному в примере расчета § 16. Сравнение результатов этих [двух расчетов показывает, что действительное понижение давления у турбины оказывается на 15% бдльшим, чем это было найдено в результате осреднения параметров. В то же время понижение дав-

ления в сечении у анкерной опоры I будет на 16% меньше. На фиг. 36 пунктиром показана линия давлений, найденная ранее в расчете § 16. Сравнение действительной и приближенной линий давлений подтверждает, что осреднение параметров трубопровода с переменной характеристикой не является надежным при определении понижения давления в промежуточных сечениях.

При вычерчивании линии давлений необходимо учитывать производимое искусственное смещение границы участка по отношению к действительному положению опасного сечения. В данном примере такому смещению подверглась точка F , перенесенная от анкерной опоры I в положение F' . Смещение следует учитывать путем продолжения линии давлений того участка, в сторону которого произведено это смещение, до вертикали, проходящей через опасное сечение трубопровода. В рассматриваемом примере линию давлений зоны CF' нужно продлить до вертикали, проходящей через анкерную опору I , как это показано в укрупненном масштабе на фиг. 36. По данным расчетной таблицы, в сечении F' линия давления проходит на $66,0 - 64,4 = 1,6$ м выше оси трубопровода в сечении F . Действительное же минимальное расстояние линии давления от оси трубопровода в сечении F равно 2,7 м, что определяется графически описанным построением.

При расчете гидравлического удара в трубопроводах с переменной характеристикой часто встречается необходимость проследить влияние изменения параметров верхнего участка.

В данном примере легко могло случиться, что линия давлений пересекла бы ось трубопровода или прошла бы высоко над сечением F , что означало бы неоправданное завышение диаметра в зоне FH . При анализе подобных вариантов нет необходимости составлять расчетную таблицу заново. Пусть, например, нас интересует возможность уменьшить диаметр трубопровода в зоне FH с 2,00 до 1,70 м. Если принять, что толщина стенки трубопровода изменилась пропорционально его диаметру и, следовательно, скорость волны удара осталась неизменной, уменьшение диаметра повлечет за собой только увеличение скорости воды до $v = 3,99$ м/сек.

При этом $\bar{\rho} = 0,043$ и $\frac{1}{\rho} = 23,2$. Используя новое значение $\bar{\rho}$, найдем, что для сечения F значение

$$\frac{1}{2} \left(\frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} \right) = 20,1.$$

Подставляя найденную величину в формулу (74), примененную для вычисления h в сечении F в конце девятого интервала времени, мы получим, что в новом варианте понижение давления в этом сечении составит

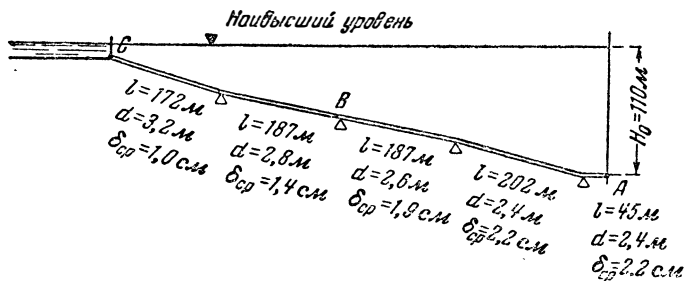
$$h = \frac{3,60 - 7,06}{20,1} = -0,172,$$

т. е. линия давлений пересечет ось трубопровода.

20. Определение характеристики холостого спуска при заданном предельном повышении давления.

Трубопровод с переменной характеристикой

Турбина мощностью 2 300 квт питается трубопроводом, схема которого изображена на фиг. 37. При сбросе полной мощности время закрытия направляю-



Фиг. 37. Схема трубопровода, питающего турбину с холостым спуском.

щего аппарата $T_s = 3,8$ сек. Для предохранения турбины и трубопровода от чрезмерного повышения давления турбина снабжена холостым спуском, характеристику которого требуется определить, исходя из требования, чтобы наибольшее повышение давления у турбины не превышало 20% от статического. Статический напор при наивысшем рабочем горизонте в напорном бассейне $H_0 = 110 \text{ м}$. Расход при полной нагрузке $Q_0 = 25,5 \text{ м}^3/\text{сек}$.

Поскольку профиль трубопровода не имеет резких переломов и не создает опасности возникновения вакуума в каком-либо сечении, деление трубопровода на расчетные участки и зоны не ограничено никакими специальными требованиями. Примем для данного случая упрощенное деление на две зоны с параметрами, определяемыми следующей табличкой.

Зона	Длина, зоны, м	v , м/сек	a , м/сек	Время пробега зоны, сек.	Число участков в зоне	$\bar{\eta}_{ср}$
AB	440	5,32	970	0,453	1	0,093
BC	353	3,69	780	0,453	1	0,052

Изменение открытия за интервал времени

$$\Delta\eta = \frac{0,453}{3,8} = 0,12.$$

Заполнение расчетной таблицы начинается в этом случае совершенно так же, как при обычном расчете удара при сбросе, разобранным в примере § 19 с той разницей, что значения открытий заранее не вписываются. Повышение давления в конце первого интервала времени, найденное по формуле (63'), составит $h = 0,161$. Это дает основание полагать, что повышение давления в конце второго интервала будет не менее 0,30 и, во всяком случае, превзойдет заданный предел. Поэтому для второго интервала следует искать не повышение давления, а требуемое открытие η , применяя для этого формулу (70), представляющую собой выражение (63'), однако решенное относительно η ,

$$\eta = \frac{1}{25,5} \cdot \frac{25,5 - 0,1 \cdot 10,70}{1,10} = 0,871.$$

В конце второго интервала открытие направляющего аппарата будет равно $\eta_0 - 2\Delta\eta = 1,0 - 2 \cdot 0,12 = 0,76$. Следовательно, пропускная способность холостого выпуска в этот момент должна соответствовать пропускной способности турбины при $\eta = 0,871 - 0,76 = 0,11$. Результат записываем в графе η в виде (0,76 + 0,11). Дальнейшее заполнение таблицы будет во всех деталях повторять операции, уже описанные в примере § 19,

Определение характеристики холостого выпуска при
 $h_{\text{макс}} = 0,20$

t	η	Элементы	$\frac{1}{\rho} = 10,70$	14,05		$\frac{1}{\rho} = 19,20$
			A	B ₁	B ₂	C
0	1,00	π Ω h	-25,5			
1	0,88+0,00	π Ω h	25,5 0,161	-25,5 25,5	-25,5	
2	0,76+0,11	π Ω h	-23,36 25,5 0,20			-25,5 25,5
3	0,64	π Ω h		-23,36 24,89 0,143	-22,76 25,5 0,143	
4	0,52+0,33	π Ω h	-22,76 24,89 0,20			-22,76 22,76
5	0,40	π Ω h		-22,76 22,76 0,000	-22,76 22,76 0,000	
6	0,28+0,49	π Ω h	-20,62 22,76 0,20			-22,76 22,76
7	0,3	π Ω h		-20,62 22,15 0,143	-19,41 22,16 0,143	
8	0,2+0,552	π Ω h	-19,99 22,15 0,20			-19,41 19,41
9	0,2	π Ω h		-19,99 19,99 0,000	-19,99 19,99 0,000	
10	0,2+0,475	π Ω h	-17,85 19,99 0,20			-19,99 19,99

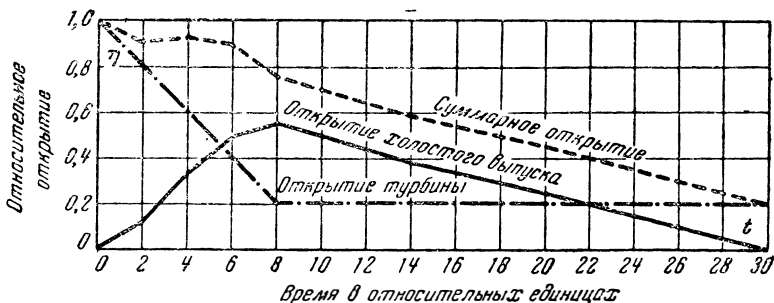
t	η	Элементы	$\frac{1}{\rho} = 10,70$ 14,95 $\frac{1}{\rho} = 19,20$			
			A	B ₁	B ₂	C
11		π Ω h		-17,85 19,38 0,143	-17,24 19,99 0,143	
12	0,2+0,452	π Ω h	-17,24 19,38 0,20			-17,24 17,24
13		π Ω h		-17,24 17,24 0,000	-17,24 17,24 0,000	
14	0,2+0,375	π Ω h	-15,10 17,24 0,20			
15		π Ω h		-15,10 16,63 0,143	-14,48 17,24 0,143	
16	0,2+0,355	π Ω h	-14,48 16,63 0,20			-14,48 14,48
17		π Ω h		14,48 14,48 0,000	14,48 14,48 0,000	
18	0,2+0,278	π Ω h	-12,34 14,48 0,20			
19		π Ω h		-12,34 13,87 0,143	-11,73 14,48 0,143	
20	0,2+0,256	π Ω h	-11,73 13,87 0,20			-11,73 11,73

i	η	Элементы	$\frac{1}{p} = 10,70$	14,05	$\frac{1}{p} = 19,20$	C
			A	B ₁	B ₂	
21		π Ω h		-11,73 11,73	-11,73 11,73	
22	0,2+0,18	π Ω h	-9,59 11,73 0,20			11,73 11,73
23		π Ω h		-9,59 11,12 0,143	-8,98 11,73 0,143	
24	0,2+0,17	π Ω h	-8,98 11,12 0,20			-8,98 8,98
25		π Ω h		-8,98 8,98	-8,98 8,98	
26	0,2+0,08	π Ω h	-6,84 8,98 0,20			-8,98 8,98
27		π Ω h		-6,84 8,37 0,143	-6,23 8,98 0,143	
28	0,2+0,06	π Ω h	-6,23 8,37 0,20			-6,23 6,23
29		π Ω h		-6,23 6,23	-6,23 6,23	
30	0,2	π Ω h	-4,71 6,23 0,142			-6,23 6,23

с применением формулы (70) до тех пор, пока требуемое открытие не уменьшится до 0,20. Дальнейшее продолжение расчета не представляет интереса, так как к этому моменту холостой спуск будет полностью закрыт.

Характерной особенностью протекания явления удара в данном случае является периодическое колебание давления в среднем сечении трубопровода от начального значения H_{B0} до $(H_{B0} + 0,143H_0)$.

Графическое изображение полученных результатов показано на фиг. 38. Сплошной кривой показано необ-



Фиг. 38. Диаграмма открытия холостого выпуска при $h_{\max} = 0,20$.

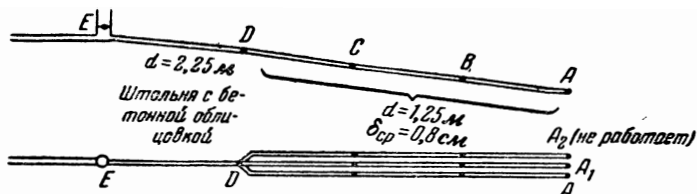
ходимое изменение открытия холостого выпуска, выраженное в долях полного открытия турбины. Пунктирная кривая дает суммарное открытие турбины и холостого выпуска.

При назначении предела повышения давления в трубопроводе, являющегося заданием при определении характеристики холостого выпуска, нужно учитывать, что задавать повышение давления ниже 20% нерационально, так как трубопровод все равно должен быть рассчитан на противоудар после наброса нагрузки. Теоретический максимум (см. § 6) этого противоудара равен около 23% от статического напора, а в реальных условиях часто достигает 20%.

21. Определение повышения давления при сбросе нагрузки в разветвленном (тупиковом) трубопроводе

Схема трубопровода показана на фиг. 39. Начинаясь от уравнительного резервуара в виде участка туннеля с бетонной облицовкой, трубопровод далее разветвляется

на три одинаковые нитки, выполненные из стальных труб. Каждая нитка трубопровода питает турбину мощностью 4 000 *квт* при расходе 5,5 *м³/сек* и напоре 94 *м*. Здесь рассматривается случай, когда две турбины работают полной мощностью, а третья остановлена. При сбросе нагрузки холостые спуски работающих турбин



Фиг. 39. Схема к расчету удара в разветвленном трубопроводе.

ограничивают давление в нижнем сечении трубопровода в пределах не свыше 20% от статического. Расчет ведется для определения повышения давления у затвора неработающей турбины.

Принимая для простоты, что характеристика металлического трубопровода постоянна по всей его длине, мы разделим трубопровод на 4 зоны, характеризующиеся следующими данными.

Зона	Длина зоны, м	$v_{ср}$, м/сек	$a_{ср}$, м/сек	Время пробега зоны, сек.	Число участков в зоне	Интервал времени $\Delta\tau$, сек.	$\bar{v}_{ср}$	$\frac{1}{\bar{v}_{ср}}$
AD	570	4,50	950	0,60	3	0,20	0,42	2,38
A ₁ D	570	4,50	950	0,60	3	0,20	0,42	2,38
A ₂ D	570	0,0	950	0,60	3	0,20	0,42	2,38
DE	230	2,75	1 200	0,19	1	0,19	0,17	5,86

Первые три зоны, соответствующие трем ниткам трубопровода, совершенно одинаковы.

Расчетная табл. 18 содержит число рабочих граф, соответствующее всем четырем зонам. Расчетный интервал времени $\Delta\tau = 0,2$ сек. При полном закрытии от $\eta_k = 1$ до $\eta_k = 0$ изменение открытия за один интервал времени составит: $\Delta\eta = \frac{\Delta\tau}{T_s} = \frac{0,2}{2,7} = 0,075$. Имея в виду формулы (54) и (55), получаем для начального момента $\pi_A = \pi_{A_1} = -5,50$ и $\pi_{A_2} = 0,00$, а также $\Omega_A = \Omega_{A_1} = 5,50$

и $\Omega_{A_2} = 0,00$. Из этих же формул следует, что для начального момента $\pi_{D_3} = -11,0$ и $\Omega_{D_3} = 11,0$. Поскольку начальный режим сохраняется в сечении D до конца третьего интервала времени, а в сечении E — до конца четвертого интервала, мы можем, снося значения Ω из клеток $(3D)$ в $(6A)$, из $(3D_1)$ в $(6A_1)$, из $(3D_2)$ в $(6A_2)$ и из $(4E)$ в $(5D_3)$, вписать Ω для нижних концов всех трех ниток трубопровода в пределах 6 интервалов времени и, применяя формулы (63) и (70), вычислить повышение давления и потребное открытие холостого спуска, как это описывалось в примере § 20.

Значение $h = 0,113$, найденное для клеток $(1A)$ и $(1A_1)$, позволяет вычислить $\pi = h \frac{1}{\rho} - \Omega = -5,232$ в этих

же клетках и перенести в клетки $(4D)$ и $(4D_1)$. Теперь для сечения D в четвертом интервале времени мы имеем два известных значения π , относящихся к зонам AD и A_1D . Что же касается зоны A_2D , то вследствие того, что в ее сечении A_2 изменение режима может наступить только после подхода волны удара, порожденной изменением расхода в сечениях A и A_1 , т. е. в клетке $(7A_2)$ расчетной таблицы, начальные значения $\pi = 0,00$ и $\Omega = 0,00$ сохраняются до конца шестого интервала времени. Таким образом, для сечения D в четвертом интервале времени мы знаем π для трех зон, лежащих ниже сечения, считая по течению воды, и $\Omega = 11,0$ для вышележащей зоны DE и, следовательно, имеем данные для применения формулы (74) и вычисления h в узле D :

$$h = \frac{-5,232 - 5,232 + 0,000 + 11,000}{\frac{2,38 + 2,38 + 2,38 + 5,88}{2}} = \frac{0,536}{6,51} = 0,082.$$

Полусумма характеристик для каждой из четырех зон надписывается в верхней части расчетной таблицы над графами узла D .

Полученное значение h вписывается во все клетки, относящиеся к узлу D четвертого интервала, т. е. $(4D)$, $(4D_1)$, $(4D_2)$ и $(4D_3)$.

Поставленная нами задача требует вычисления h в тупиковой нитке трубопровода. Поэтому, найдя h в узле D , мы определяем $\Omega = 0,196$ в клетке $(4D_2)$

Расчет повышения давления при сбросе нагрузки в тупиковом ответвлении трубопровода

t	η	Элементы	$-\frac{1}{\rho} = 2,38$				$-\frac{1}{\rho} = 2,38$				$\frac{1}{\rho} = 2,38$			$\boxed{6,51} \frac{1}{r} = 5,38$		
			A	B	C	D	A ₁	B ₁	C ₁	D ₁	A ₂	B ₂	C ₂	D ₂	D ₃	E
0	1,00	π Ω h	-5,50 5,50 0,00				-5,50 5,50 0,00						0,00 0,00 0,00			
1	0,925	π Ω h	-5,232 5,50 0,113	-5,50			-5,232 5,50 0,113									
2	0,850+0,02	π Ω h	-5,024 5,50 0,20		-5,50		-5,024 5,50 0,20									
3	0,775+0,09	π Ω h	-5,024 5,50 0,20			-5,50 5,50	-5,024 5,50 0,20			-5,50 5,50				0,00 0,00	-11,0	

и сносим в клетку ($7A_2$). Как известно, в тупиковом конце трубопровода волна удара отражается с сохранением знака. Поэтому π в клетке ($7A_2$) будет также равно 0,196. Теперь остается применить формулу (58), и мы получим в клетке ($7A_2$) $h = \bar{p}(\pi + \Omega) = 0,42(0,196 + 0,196) = 0,165$.

Повторив описанный ход расчета, но начав его с определения η в конце второго интервала времени и π в клетках ($2A$) и ($2A_1$), мы найдем для клетки ($8A_2$) значение $h = 0,293$.

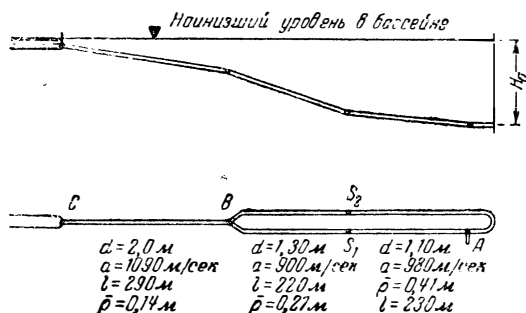
Из расчетной табл. 18 видно, что в конце восьмого интервала времени волна удара, отраженная от свободной поверхности в уравнильной шахте, достигает тупикового сечения A_2 . Это дает основание полагать, что давление в сечении A_2 в конце восьмого интервала времени окажется максимальным, а затем начнет убывать за счет компенсирующего действия отраженной волны. Действительно, в клетке ($9A_2$) давление получается $h = 0,144$.

Результаты расчета указывают на необходимость при сбросах нагрузки в разветвленных трубопроводах отдельно проверять повышение давления в неработающих нитках. В данном случае повышение давления в тупике получилось в полтора раза большим, чем при входе в работающую турбину. Вообще же относительно больших повышений давления в тупиковом ответвлении нужно ожидать тогда, когда \bar{p} одноточного участка не слишком мало по сравнению с \bar{p} участков, лежащих ниже разветвления.

22. Расчет гидравлического удара в кольцевом трубопроводе с учетом сил сопротивления; наброс мощности от $\eta_0 = 0,5$ до $\eta_k = 1,0$

В данном примере рассмотрен довольно часто встречающийся в высоконапорных ГЭС тип трубопровода с кольцевым питанием турбин. Начинаясь от напорного бассейна в виде одной нитки, трубопровод разветвляется далее на две нитки, соединенные внизу. К образовавшейся при этом петле присоединены две турбины. Поставим себе цель проверить, не образуется ли вакуум в точке B при набросе мощности одного из двух агрегатов при полностью нагруженном втором

агрегате. При расчете будем учитывать изменение параметров трубопровода в точках S_1 и S_2 , а также и потери на трение вдоль трубопровода. Параметры трубопровода показаны на фиг. 40. Начальный расход зоны CB $Q_0 = 5,00 \text{ м}^3/\text{сек}$ распределяется между нитками BS_1A и BS_2A пропорционально проводимостям. Примем,



Фиг. 40. Схема к расчету кольцевого трубопровода.

что для нитки BS_1A $Q_0' = 2,6 \text{ м}^3/\text{сек}$ и для нитки BS_2A $Q_0'' = 2,40 \text{ м}^3/\text{сек}$. Время открытия регулятора при набросе от $\eta_0 = 0,5$ до $\eta_k = 1,00$ принимаем равным $T = 3$ сек. Участки CB , BS_1 и S_1A пробегаются волной удара примерно за один и тот же промежуток, равный в среднем $0,3$ сек., который мы и примем за расчетный интервал времени. Изменение открытия за один интервал времени

$$\Delta\eta = \frac{\eta_k - \eta_0}{T} \cdot \Delta\tau = \frac{1,0 - 0,5}{3,0} \cdot 0,3 = 0,05.$$

Относительную потерю напора на трение, отнесенную к точкам S_1 и S_2 , т. е. на участках от середины зон BS_1 и BS_2 до A , примем равной $h_{10} = 0,02$. Потерю напора в остальной части трубопровода, отнесенную к точке B , примем равной $h_{100} = 0,005$.

Заполнение расчетной табл. 19 начинается, как обычно, с вписывания начальных значений π и Ω . После определения h и π в клетках $(2A')$ и $(2A'')$ и переноса π в клетки $(3S_1')$ и $(3S_2')$ мы будем располагать всеми необходимыми данными для расчета понижения давле-

ния в точках S_1 и S_2 . Начнем с точки S_1 . Вычислим величину

$$\frac{2\alpha}{(\bar{\rho}_{AS_1} + \bar{\rho}_{S_1B})^2} (\bar{\rho}_{S_1B} \Omega - \bar{\rho}_{AS_1} \pi) = \frac{2 \cdot 0,0029}{(0,41 + 0,27)^2} \times \\ \times (0,27 \cdot 2,60 + 0,41 \cdot 3,05) = 0,024 \text{ в формуле (71').}$$

Здссъ $\alpha = \frac{h_{10}}{Q_0^2} = \frac{0,02}{2,6^2} = 0,0029$.

По формуле (71') должен быть вычислен корень

$$\sqrt{1 + \frac{2\alpha}{(\bar{\rho}_{AS_1} + \bar{\rho}_{S_1B})^2} (\bar{\rho}_{S_1B} \Omega - \bar{\rho}_{AS_1} \pi)}.$$

Подкоренное выражение найдено здесь равным $1 + 0,024$. По таблице § 7 соответствующее значение $m = 1,006$, т. е.

$$\sqrt{1 + 0,024} = 1 + \frac{0,024}{2 \cdot 1,006}.$$

Значение m подставляется в формулу, получаемую из формулы (71') после преобразования:

$$\sqrt{1 + \frac{(\Omega \bar{\rho}_b - \pi \bar{\rho}_a) 2\alpha}{(\bar{\rho}_a + \bar{\rho}_b)^2}} - 1 = 1 + \frac{(\Omega \bar{\rho}_b - \pi \bar{\rho}_a) 2\alpha}{(\bar{\rho}_a + \bar{\rho}_b)^2} \cdot \frac{1}{2m} - 1 = \\ = \frac{(\Omega \bar{\rho}_b - \pi \bar{\rho}_a)}{(\bar{\rho}_a + \bar{\rho}_b)^2} \cdot \frac{\alpha}{m}.$$

По таблице § 7 берем соответствующее значение $m = 1,006$. Тогда расход в сечении S_1 в конце третьего интервала времени по формуле (71'), которая упрощается способом, аналогичным приведенному в § 7,

$$Q_{3S_1} = \frac{\bar{\rho}_{S_1B} \Omega - \bar{\rho}_{AS_1} \pi}{m (\bar{\rho}_{AS_1} + \bar{\rho}_{S_1B})} = \frac{0,27 \cdot 2,60 + 0,41 \cdot 3,05}{1,006 (0,41 + 0,27)} = 2,855.$$

Имея величину расхода, мы можем вычислить недостающие значения Ω и π для узла S_1 , а именно:

$$\Omega = 2Q - \pi = 2 \cdot 2,855 - 3,05 = 2,65$$

и

$$\pi = \Omega - 2Q = 2,60 - 2 \cdot 2,855 = -3,10.$$

После этого легко найдутся значения относительного понижения давления до и после сечения S_1 :

$$h'_{S_1} = \bar{\rho}_{AS_1} (\Omega + \pi) = 0,41 (2,65 - 3,05) = -0,160$$

и

$$h''_{S_1} = 0,27 (2,60 - 3,10) = -0,135.$$

Разность

$$h'_{S_1} - h''_{S_1} = -0,160 + 0,135 = -0,025$$

может быть проверена по формуле (72). Эта проверка служит контролем произведенного расчета.

Аналогичные вычисления должны быть произведены для определения $h_{S_1'}$ и $h_{S_2''}$. Значения π из клеток $(3S_1')$ и $(3S_2'')$ мы внесем в клетки $(4B')$ и $(4B'')$. Имея уже в клетке $(4B''')$ величину Ω , мы могли бы найти расход в точке B по формуле

$$Q_{4B} = \frac{\bar{\rho}_{CB} \Omega - \bar{\rho}_{S_1 B} \pi - \bar{\rho}_{S_2 B} \pi}{m (\bar{\rho}_{CB} + \bar{\rho}_{BS_1} + \bar{\rho}_{BS_2})},$$

учитывая потерю на трение, отнесенную к этой точке. При этом вычисление должно было бы производиться аналогично описанному для точки S_1 с той лишь разницей, что при вычислении α учитывался бы начальный расход $Q_0 = 5,0 \text{ м}^3/\text{сек}$, а m определялось бы из выражения

$$\frac{2\alpha}{(\bar{\rho}_{CB} + \bar{\rho}_{BS_1} + \bar{\rho}_{BS_2})^2} (\bar{\rho}_{CB} \Omega - \bar{\rho}_{S_1 B} \pi - \bar{\rho}_{S_2 B} \pi).$$

Однако ввиду того, что потеря h_{10} очень мала, расчет можно упростить, не принимая ее вовсе во внимание и определяя h_{4B} обычным способом. Получающаяся при этом разница оказывается несущественной. Дальнейшее заполнение расчетной таблицы производится повторением уже описанных операций. Ввиду того что целью расчета является определение наибольшего понижения давления в точке B , заполнение таблицы можно окончить на восьмом интервале времени, так как к этому моменту уже выявляется наименьшее положение линии давления.

Если сравнить полученные результаты с расчетом, произведенным без учета трения, мы получим следующую табличку.

Элементы	С учетом трения	Без учета трения
$h_{4A'}$	-0,319	-0,273
$h_{3S_1'}$	-0,160	-0,146
$h_{3S_2'}$	-0,138	-0,146
h_{4B}	-0,187	-0,202

Таким образом, мы видим, что, пренебрегая трением при набросе, мы получаем линию давления, идущую выше действительной у нижней части трубопровода и ниже действительной у его верхней части. Поскольку при набросах расчет ведется для опасных в смысле

Расчет гидравлического удара в кольцевом трубопроводе с учетом трения

t	η	Элементы	$\frac{\rho}{l} = 0,41$ $-\frac{1}{\rho} = -2,44$	$\frac{\rho}{l} = 0,27$ $-\frac{1}{\rho} = -3,70$	$\frac{\rho}{l} = 0,41$ $-\frac{1}{\rho} = -2,44$	$\frac{\rho}{l} = 0,27$ $-\frac{1}{\rho} = -3,70$	[5,42] $\frac{1}{\rho} = -7,15$		B''	B'''	C	
			A'	S' ₁	S'' ₁	B'	A''	S' ₂				S'' ₂
0	0,50	π Ω Q h	-2,60 2,60				-2,40 2,40					
1	0,55	π Ω Q h		-2,60 2,60	-2,60 2,60		-2,40 2,40	-2,40 2,40				
2	0,60	π Ω Q h	-3,05 2,60			-2,60 2,60	-2,85 2,40		-2,40 2,40	-5,00 5,00		
			-0,184				-0,184					
3	0,65	π Ω Q h		-3,05 2,65	-3,10 2,60			-2,85 2,46	-2,91 2,40			-5,00 5,00
				2,855 -0,160	2,855 -0,135			2,655 -0,161	2,655 -0,137			

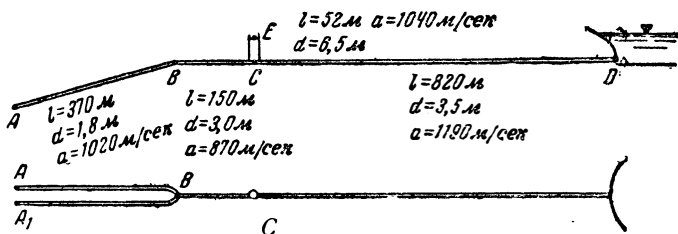
4	0,70	π Ω Q h	-3,43 2,65 -0,319			-3,10 2,41 -0,187	-3,24 2,46 -0,319			-2,91 2,22 -0,187	-5,69 5,00 -0,187	
5	0,75	π Ω Q h		-3,43 2,59 3,005 -0,348	-3,61 2,41 3,005 -0,322			-3,24 2,28 2,805 -0,348	-3,41 2,22 2,805 -0,322			-5,69 5,69
6	0,80	π Ω Q h	-3,74 2,59 -0,471			-3,61 2,70 -0,245	-3,53 2,38 -0,471			-3,41 2,50 -0,245	-6,60 5,69 -0,245	
7	0,85	π Ω Q h		-3,74 2,86 3,303 -0,359	-3,90 2,70 3,303 -0,327			-3,53 2,68 3,105 -0,359	-3,71 2,50 3,105 -0,327			-6,60 6,60
8	0,90	π Ω Q h	2,86 -0,500			-3,90 -0,500	2,68 -0,500			-3,71 -0,188	6,60 -0,188	
9	1,00											

вакуума сечений, лежащих, как правило, в верхних зонах трубопровода, пренебрежение трением создает некоторый запас, который может быть значителен только при больших относительных потерях на трение.

При сбросах нагрузки мы, очевидно, будем иметь обратную картину и, ведя расчет без учета трения, получим запас для нижнего конца трубопровода и преуменим расчетную величину давления в верхних его зонах.

23. Гидравлический удар в системе трубопровод — уравнительный резервуар — напорный туннель. Наброс мощности

В данном примере мы рассмотрим сравнительно сложный случай гидравлического удара в разветвленном трубопроводе при неравномерном распределении расхода между двумя нитками и с учетом проскока удара



Фиг. 41. Схема к расчету удара в системе трубопровод — уравнительный резервуар — напорный туннель.

в напорный деривационный туннель. Схема трубопровода показана на фиг. 41. В начальном режиме турбина А имеет открытие $\eta_{A0} = 0,60$, а турбина А₁ идет на холостом ходу при открытии $\eta_{A10} = 0,20$, готовясь принять нагрузку. В этот момент аварийное отключение одной части системы вызывает мгновенный наброс нагрузки на агрегаты, остающиеся в работе и, в частности, нагружает оба агрегата рассматриваемой установки до их полной мощности.

Указанные на фиг. 41 параметры отдельных зон напорной системы диктуют выбор расчетного интервала времени, соответствующего высоте уравнительного резервуара. При этом, в виду того что эта высота мала

по сравнению с длинами остальных зон, установление местоположения узлов A , B и D , требующееся по условию кратности времени пробега волной удара для всех зон, не может встретить затруднений. Принимаем $\Delta\tau = \frac{52}{1040} = 0,05$ сек.; в этом случае зоны AB , BC и CD будут иметь соответственно: 7,2; 3,5 и 13,8 интервалов. Для составления же расчетной таблицы примем для указанных зон 7, 4 и 14 интервалов. Увеличение числа интервалов для зоны BC до четырех будет означать условное удлинение этой зоны на 26 м и даст некоторое, причем незначительное, увеличение удара в точке B . При определении изменения открытия турбин за один интервал времени можно учесть, что, как это обычно имеет место, при частичных изменениях нагрузки относительная продолжительность регулирования больше, чем при полном набросе или полном сбросе. Для этого нужно иметь реальное время регулирования для обеих турбин T_1 и T_2 . Тогда изменения открытия за один интервал времени найдутся как

$$\Delta\eta_1 = \frac{\Delta\tau(\eta_{к1} - \eta_{01})}{T_1} \quad \text{и} \quad \Delta\eta_2 = \frac{\Delta\tau(\eta_{к2} - \eta_{02})}{T_2}.$$

Если в рассматриваемом примере принять, что турбина A нагружается от заданного начального открытия за $T_1 = 1,8$ сек., а турбина A_1 — за $T_2 = 2,7$ сек., то получим:

$$\Delta\eta_A = \frac{0,05 \cdot 0,4}{1,8} = 0,011 \quad \text{и} \quad \Delta\eta_{A_1} = \frac{0,05 \cdot 0,8}{2,7} = 0,015.$$

Учет различия в скорости регулирования в данном случае не вызовет добавочного усложнения расчетной таблицы вследствие того, что неодинаковое начальное открытие все равно требует заполнения самостоятельных граф η и η_1 , отдельных для обеих турбин.

В расчетной табл. 20 принято $\Delta\eta_A = \Delta\eta_{A_1} = 0,015$, но, разумеется, и при $\Delta\eta_A \neq \Delta\eta_{A_1}$ ход расчета останется совершенно подобным описываемому ниже.

Поскольку нас интересует определение давлений только в точках A , B , C и E , промежуточные графы могут, вообще, не вноситься в таблицу, что значительно сокращает ее объем. Для зон AB и A_1B , содержащих по 7 участков, в таблице должно было бы иметься

6	0,690	-10,42 9,30 -0,157		0,290	-4,82 3,10 -0,240						
7	0,705		-9,30 9,30	0,305		-3,10 3,10	-12,40 12,40				
8	0,720	-10,74 9,30 -0,202		0,320	-5,28 3,10 -0,306						
9	0,735		-9,69 9,31 -0,053	0,335		-3,73 3,35 -0,053	-13,67 12,40 -0,053				
10	0,750	-11,07 9,30 -0,247		0,350	-5,74 3,10 -0,371						
11	0,765		-10,06 -0,102	0,365		-4,28 -0,102	-14,82 12,40 -0,102	-12,40 12,40	0,00 0,00		-12,40 12,40
12	0,780	-11,30 9,30 -0,280		0,380	-6,17 3,10 -0,430					0,00 0,00	
13	0,795		-10,42 9,36 -0,149	0,395		-4,82 3,76 -0,149	-15,94 12,40 -0,149	-13,67 13,24	-1,67 0,00		12,40 -0,018

t	η	$\frac{1}{\rho} = 7,15; +7\Delta\tau$		η_{11}	$\frac{1}{\rho} = 7,15, +7\Delta\tau$ $\frac{1}{\rho} = 23,8; +4\Delta\tau$		$\frac{1}{\rho} = 23,8; +4\Delta\tau$ $\frac{1}{\rho} = 91$		$\frac{1}{\rho} = 23,8; +14\Delta\tau$			
		A	B'		A ₁	B''	B'''	C'	C''	E	C'''	D
14	0,810	-11,66 9,30 -0,330		0,410	-6,54 3,10 -0,482							
15	0,825		-10,74 9,38 -0,190	0,425		-5,28 3,92 -0,190	-16,92 12,40 -0,190	-14,82 14,56 -0,011	-2,66 1,67 -0,011		12,40 -0,011	
16	0,840	-11,94 9,31 -0,368		0,440	-6,90 3,35 -0,497							
17	0,855		-11,07 9,73 -0,187	0,455		-5,74 4,40 -0,187	-17,69 13,24 -0,187	-15,94 15,63 -0,013	-3,82 2,66 -0,013		12,40 -0,013	
18	0,870			0,470								
19	0,885		-11,30 10,21 -0,153	0,485		-6,17 5,08 -0,153	-18,21 14,56 -0,153	-16,92 16,68 -0,010	-4,73 3,82 -0,010		12,40 -0,010	
20	0,900	-12,46 9,36 -0,435		0,500	-7,60 3,76 -0,536							

21	0,915		-11,66 -0,135	0,515		-6,54 -0,135	-18,85 15,63 -0,135	-17,69 17,50 -0,008	-5,46 4,73 -0,008		12,40 -0,008	
22	0,930	9,38 -0,466		0,530	3,92 -0,558							
23	0,945		-11,94 11,13 -0,113	0,545		-6,90 6,09 -0,113	-19,37 16,68 -0,113	-18,21 18,09 -0,005	-5,91 5,46 -0,005		12,40 -0,005	
24	0,960	9,73 -0,469		0,560	4,40 -0,541							
25	0,975			0,575			17,50	-18,85 18,66 -0,008	-6,64 5,91 -0,008		-12,40 12,40 -0,008	-12,40 12,40 0,00
26	0,990	10,21 -0,455		0,590	-8,64 5,08 -0,498							
27	1,000		-12,46 11,73 -0,103	0,605		-7,60 6,87 -0,103	18,09 -0,103	-19,37 -0,005	-7,09 6,64 -0,005		12,40 -0,005	
28	1,000			0,620								

t	η	$\frac{1}{\rho} = 7,15; +7\Delta\tau$		η_{11}	$\frac{1}{\rho} = 7,15; +7\Delta\tau$ 19,05		$\frac{1}{\rho} = 23,8; +4\Delta\tau$		69,3 $\frac{1}{\rho} = 91$		$\frac{1}{\rho} = 23,8; +14\Delta\tau$	
		A	B'		A _t	B''	B'''	C'	C''	E	C'''	D
29	1,000			0,635					7,09		12,40	
30	1,000	11,13 -0,385		0,650	6,09 -0,465							
31	1,000			0,665								
32	1,000			0,680								
33	1,000		-13,38	0,695		-8,64						
34	1,000	11,73 -0,333		0,710	6,87 -0,455							

по 6 промежуточных граф; вместо этого вписываем наверху указатели (+7). Эти указатели напоминают, что при переносе значений π и Ω из графы A в графу B и обратно нужно пропускать 6 столбцов и вписывать эти значения в седьмой столбец. Аналогично, для зоны BC надписываем указатель (+4) и для зоны CD указатель (+14). Примем, что трубопровод питает две турбины по 18000 *квт* при напоре $H_0 = 142$ м. Расход воды на каждую турбину при полной нагрузке $Q_0 = 15,5$ *м³/сек*. Диаметры трубопровода, башни и деривационного туннеля даны на фиг. 41.

Над границей зоны BC у графы B надписываем значение

$$\frac{1}{2} \left(\frac{1}{\rho_{AB}} + \frac{1}{\rho_{A,B}} + \frac{1}{\rho_{BC}} \right) = \frac{7,15 + 7,15 + 23,8}{2} = 19,05.$$

Для графы C той же зоны

$$\frac{1}{2} \left(\frac{1}{\rho_{BC}} + \frac{1}{\rho_{CE}} + \frac{1}{\rho_{CD}} \right) = \frac{23,8 + 91,0 + 23,8}{2} = 69,3.$$

Начальные значения π составляют $\pi_A = -\gamma_{0A} Q_0 = -0,60 \cdot 15,5 = -9,30$ *м³/сек* и $\pi_{A_1} = -0,20 \cdot 15,5 = -3,10$ *м³/сек*.

Пользуясь начальными значениями Ω для сечений A у турбин, вычисляем h по формуле (63), а затем π по формуле (58). Так как начальное значение π из клеток $(0A)$ и $(0A_1)$ переносится в клетки $(7B)$, в которых $h = 0,0$ и $\Omega = -\pi$, а следовательно, начальное значение Ω в графах A и A_1 сохраняется до конца 14-го интервала времени, мы можем сразу же вычислить h и π в сечениях A и A_1 за все 14 интервалов. Однако, как указывалось уже и в предыдущих примерах, этого не следует делать во избежание лишней работы. Поскольку графу C , во всяком случае, следует заполнять через одну строку, что соответствует длине зоны CE в один интервал, следует начать заполнение граф A и A_1 тоже через одну строку. Ход заполнения всей таблицы покажет, достаточно ли этого для определения h во всех узловых точках. В соответствии с отмеченным заполняем клетки $(2A)$ и $(2A_1)$, после чего будут известны все величины,

входящие в формулу (74) для узла B в конце девятого интервала времени. Применяя эту формулу, получим:

$$h_{9B} = \frac{-9,69 - 3,73 + 12,40}{19,05} = -0,053,$$

откуда $\pi_{9B''} = -23,8 \cdot 0,053 - 12,40 = -13,67$. Снося эту величину в клетку (13 C') и снова применяя формулу (74) для узла C , в конце 13-го интервала времени найдем:

$$h_{BC} = \frac{-13,67 + 0,00 + 12,40}{69,3} = -0,018.$$

Таким образом, рассматриваемый случай совершенно не отличается по характеру заполнения таблицы от примера § 19, в котором можно найти более подробное описание деталей расчета.

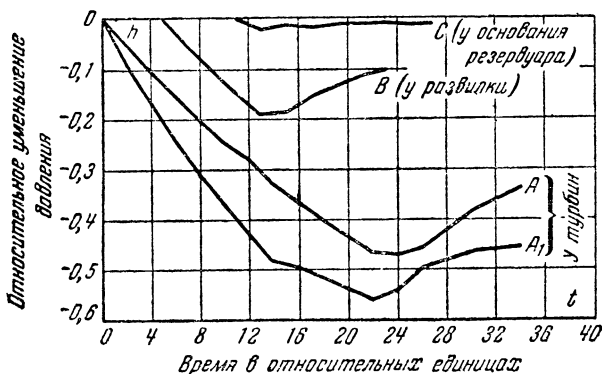
Анализируя табл. 20, можно сделать некоторые выводы: прежде всего выясняется незначительное влияние, которое оказывает проскок удара в деривацию на величину давления в трубопроводе. Затем наглядно отмечается независимость расчетных величин давления в трубопроводе от длины напорного туннеля. В самом деле, начальное значение Ω сохраняется в графе C''' до конца 39-го интервала времени, между тем как давление в точке B достигает наименьшей величины в конце 15-го интервала, а в точке C — в конце 13-го интервала.

Хотя табл. 20 продолжена до момента, когда турбина A оказывается полностью нагруженной, цель расчета, т. е. определение расчетного давления в точке B , достигается значительно раньше и, таким образом, необходимый объем выкладок оказывается очень небольшим.

Расчет показывает, что при цилиндрических резервуарах достаточного сечения учет влияния деривации на удар в трубопроводе является лишним, и расчет может быть значительно упрощен включением резервуара в верхнюю зону трубопровода, как это сделано в примере § 19. Что же касается деривационного туннеля, то в отдельных случаях при сбросе нагрузки в установках с высокими напорами, особенно при наличии резервуаров камерного типа, можно ожидать превышения давления от удара в сравнении с давлением

от подъема уровня воды в резервуаре, вызванного колебанием массы.

Наконец, из таблицы видно, что наложение удара на явление колебания массы при наличии цилиндрических уравнительных резервуаров может совсем не рас-



Фиг. 42. Линии давления в системе трубопровод — уравнительный резервуар — напорный туннель.

сматриваться, так как начало изменения уровня воды в резервуаре совпадает с приходом волны удара к основанию его, а ордината удара в этом узле резко и чрезвычайно быстро уменьшается сейчас же после первой полуфазы башни. Линии давления для точек A , A_1 , B и C показаны на фиг. 42.

24. Гидравлический удар с учетом всасывающей трубы

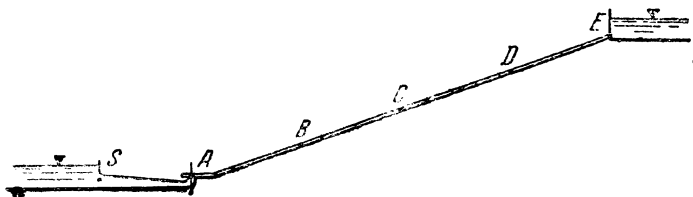
Расчет гидравлического удара в трубопроводе, вызванный работой задвижки, находящейся в произвольной точке длины трубы, разобран в § 11. Изменение открытия направляющего аппарата турбины, снабженной всасывающей трубой, представляет собой, при некоторых упрощениях, частный случай такой схемы. Рассмотрим трубопровод, питающий турбину мощностью 5700 квт при напоре $H_0 = 35,0 \text{ м}$. Расход при полной мощности $Q_0 = 20,0 \text{ м}^3/\text{сек}$. Для большей рельефности расчета примем завышенную длину всасывающей трубы $l_c = 20,0 \text{ м}$ и очень малое время действия регулятора $T_s = 1,0 \text{ сек}$. Схема трубопровода дана на фиг. 43 и последовательность расчета приведена в табл. 21.

Гидравлический удар с учетом всасывающей трубы

t	τ	Элементы	$\frac{\bar{p}_c}{\rho c} = 0,10, \frac{1}{\rho c} = 10,0$		$\frac{\bar{p}_b}{\rho b} = 0,2, \frac{1}{\rho b} = 5,0$				
			S	A'	A''	B	C	D	E
0	0,500	π	-10,0						
		Ω	10,0						
		z	0,00						
		h	—	—					
1	0,475	π	-10,0	-10,0	-9,74				
		Ω	10,0	9,74	10,00				
		z	0,00	-0,026	—				
		h	—	—	0,052				
2	0,450	π	-9,74						
		Ω	9,74						
		z	0,00						
		h	—	—	—	—			
3	0,425	π		-9,74	-9,05				
		Ω		9,29	10,00				
		z	0,00	-0,045	—				
		h	—	—	0,192				
4	0,400	π	-9,29						
		Ω	9,29						
		z	0,00						
		h	—	—	—	—	—	—	
5	0,375	π		-9,29	-8,14				-9,74
		Ω		8,85	10,00				9,74
		z		-0,044	—				—
		h	—	—	0,372				0,00
6	0,350	π	-8,85						
		Ω	8,85						
		z	0,00						
		h	—	—	—	—	—	—	—
7	0,325	π		-8,85	-7,10				-9,05
		Ω		8,27	10,00				9,05
		z		-0,058	—				—
		h	—	—	0,580				0,00

t	η	ЭЛЕМЕНТЫ	$\bar{\rho}_c = 0,10, \frac{1}{\bar{\rho}_c} = 10,0$		$\bar{\rho}_b = 0,2, \frac{1}{\bar{\rho}_b} = 5,0$				
			S	A'	A''	B	C	D	E
8	0,300	π	-8,27						
		Ω	8,27						
		z	0,00		—	—	—	—	—
		h	—	—					
9	0,275	π		-8,27					-8,14
		Ω		7,42	9,74				8,14
		z		-0,085	—	—	—	—	—
		h		—	0,76				0,00
10	0,250	π	-7,42						
		Ω	7,42						
		z	0,00		—	—	—	—	—
		h	—	—					
11	0,225	π		-7,42					-7,10
		Ω		6,17	9,05				7,10
		z		-0,125	—	—	—	—	—
		h	—	—	0,90				0,00
12	0,200	π	-6,17						
		Ω	6,17						
		z	0,00		—	—	—	—	—
		h	—	—					
13	0,175	π		-6,17					
		Ω		4,93	8,14				
		z		-0,124	—	—	—	—	—
		h	—	—	1,04				
14	0,175	π	-4,93						
		Ω	4,93						
		z	0,00		—				
		h	—	—					
15	0,175	π		-4,93					
		Ω			7,10				
		z		+0,01					
		h	—	—	0,85	н г. д.			

За расчетный интервал времени принимаем время пробега волной удара длины всасывающей трубы, т. е. $\tau = \frac{20,0}{800} = 0,025$ сек. Изменение открытия за один интервал времени составит $\Delta\eta = \frac{\tau}{T_s} = 0,025$. Рассмотрим случай сброса нагрузки от половинной мощности до нуля,



Фиг. 43. Схема к расчету удара при наличии всасывающей трубы.

причем открытие направляющего аппарата при холостом ходе турбины примем равным $\eta_k = 0,175$.

Зная открытие в точке А у турбины в конце первого интервала времени и используя формулу (87), находим прежде всего давление со стороны всасывающей трубы:

$$z_1 = \frac{\pi_c + Q_0 \eta_1 \left[1 + \frac{2\bar{\rho}_b}{n} (\Omega_b + \pi_c) \right]}{\frac{1}{2\bar{\rho}_c} + \frac{Q_0 \eta_1}{n} \left(1 + \frac{\bar{\rho}_b}{\bar{\rho}_c} \right)} =$$

$$= \frac{-10,0 + 9,50 \left[1 + \frac{2 \cdot 0,2}{2} (10,0 - 10,0) \right]}{\frac{1}{2 \cdot 0,1} + \frac{9,50}{2} \left(1 + \frac{0,2}{0,1} \right)} = -0,026.$$

Затем, применяя формулу (88), определяем давление со стороны напорного трубопровода:

$$h_1 = \left[\Omega_b + \pi_c - \frac{z_1}{2\bar{\rho}_c} \right] 2\bar{\rho}_b = \left(10,0 - 10,0 + \frac{0,026}{2 \cdot 0,1} \right) 2 \cdot 0,2 =$$

$$= 0,052.$$

Зная давление по обе стороны сечения A , вычисляем значение Ω в клетке (1А'):

$$\Omega = \frac{z}{\rho_c} - \pi = \frac{-0,026}{0,1} - 10,00 = 9,74 \text{ м}^3/\text{сек} \text{ и } \pi \text{ в клетке (1А''):$$

$$\pi = \frac{h}{\rho_b} - \Omega = \frac{0,052}{0,2} - 10,00 = -9,74 \text{ м}^3/\text{сек}.$$

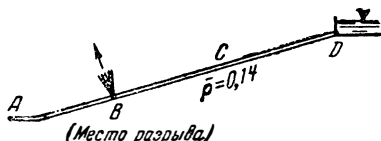
Дальнейшее заполнение расчетной таблицы производится повторением описанных операций до тех пор, пока не будут обнаружены максимальные абсолютные значения z и h , что в данном случае имеет место в 11-м и 13-м интервалах времени. Наибольшее понижение давления за турбиной составляет $z_{11} = -0,125$. Если принять, что высота всасывания $h_s = 2,0$ м, получим максимальное разрежение во всасывающей трубе $2,0 + -0,125 \cdot 35 = 2,0 + 4,38 = 6,38$ м, что гарантирует достаточный запас против разрыва столба воды даже в том случае, если установка расположена на высоте до 1 000 м над уровнем моря.

25. Гидравлический удар при разрыве трубопровода

Расчет давлений и расходов в трубопроводе при его разрыве весьма условен. Эта условность проистекает из невозможности задать реальный установившийся расход через разрыв, а между тем именно величина этого расхода определяет в значительной мере течение процесса. Поэтому разбираемый здесь пример нужно рассматривать как иллюстрацию к одной из расчетных схем, которая может встретиться и помимо разрыва трубопровода. Принципиальная сущность этой схемы состоит в том, что в некоторой точке трассы трубопровода производится отъем определенного количества воды. Этот отъем может иметь постоянный расход, как, например, при разрыве трубопровода, или же переменный, если он регулируется каким-либо запорным приспособлением. В рассматриваемом здесь примере расход принят постоянным, равным 60% от расхода, потребляемого турбиной в нижнем конце трубопровода, и возникающим мгновенно.

Схема трубопровода дана на фиг. 44. Проанализируем случай, когда разрыв возникает в точке B при работе

турбины полной мощностью с расходом, равным $Q_0 = 11,0 \text{ м}^3/\text{сек}$. Образование разрыва отнесем к концу первого интервала времени. Тогда для сечения B мы



Фиг. 44. Схема к расчету удара при разрыве трубопровода.

будем иметь значение $\pi = -11,0$, снесенное в клетку ($1B'$) из клетки (OA) и значение $\Omega = 11,0$, снесенное в клетку ($1B''$) из клетки (OC).

Понижение давления найдем из формулы (75):

$$h = \frac{(\Omega + \pi) - Q_{раз}}{\frac{1}{2\rho_1} + \frac{1}{2\rho_2} + \frac{Q_{раз}}{2}}$$

или, имея в виду, что $\bar{\rho}$ для трубопровода принято нами одинаковым по всей его длине, из формулы

$$h = \frac{(\Omega + \pi) - Q_{раз}}{\frac{1}{\bar{\rho}} + \frac{Q_{раз}}{2}} = \frac{11,0 - 11,0 - 6,60}{7,15 + 3,30} = -0,63.$$

Зная h , определяем в клетке ($1B'$):

$$\Omega = h \cdot \frac{1}{\bar{\rho}} - \pi = -0,63 \cdot 7,15 + 11,0 = 6,50 \text{ м}^3/\text{сек}$$

и

$$Q = \frac{\Omega - \pi}{2} = \frac{6,50 + 11,0}{2} = 8,75 \text{ м}^3/\text{сек}.$$

В клетке ($1B''$) $\pi = h \cdot \frac{1}{\bar{\rho}} - \Omega = -0,63 \cdot 7,15 - 11,0 = -15,50 \text{ м}^3/\text{сек}$ и $Q = 13,25 \text{ м}^3/\text{сек}$. Следовательно, общий расход трубопровода увеличился с $11,0$ до $13,25 \text{ м}^3/\text{сек}$, но к турбине проходит только $8,75 \text{ м}^3/\text{сек}$, а $4,50 \text{ м}^3/\text{сек}$ уходит в разрыв.

Проделав второй цикл вычислений, найдем, что в конце третьего интервала времени общий расход не-

Гидравлический удар при разрыве трубопровода

t	Элементы	$\bar{\rho} = 0,14$		$\frac{1}{\rho} = 7,15$		
		A	B'	B''	C	D
0	π	-11,0				
	Ω	11,0				
	Q	11,0				
	h	0,00				
1	π		-11,0	15,50		
	Ω		6,50	11,0		
	Q		8,75	13,25		
	h		-0,63	-0,63		
2	π	-10,07				
	Ω	6,50				
	Q	8,24				
	h	-0,50				
3	π		-10,07	-14,88		-15,50
	Ω		+6,19	11,0		15,50
	Q		8,13	12,94		
	h		-0,542	-0,542		
4	π	-9,98				
	Ω	6,19				
	Q	8,08				
	h	-0,53				
5	π		-9,98	-16,24		-14,88
	Ω		9,24	15,50		14,88
	Q		9,61	15,87		
	h		-0,104	-0,104		
6	π	-10,62				
	Ω	9,24				
	Q	9,93				
	h	-0,194				

t	Элементы	$\bar{p} = 0,14$		$\frac{1}{p} = 7,15$		
		A	B'	B''	C	D
7	π		-10,62	-16,48		-16,24 16,24
	Ω		9,02	14,88		
	Q		9,82	15,68		
	h		-0,224	-0,224		
8	π	-9,79				
	Ω	9,02				
	Q	9,40				
	h	-0,108				
9	π		-9,79	-17,03		-16,48 16,48
	Ω		9,00	16,24		
	Q		9,40	16,63		
	h		-0,01	-0,01		
10	π	-10,56				
	Ω	9,00				
	Q	9,78				
	h	-0,22				
11	π		-10,56	-16,94		16,24 -16,24
	Ω		10,10	16,48		
	Q		10,33	16,71		
	h		-0,065	-0,065		
12	π	-10,79				
	Ω	10,10				
	Q					
	h	-0,096				
13	π		-10,79	-17,03		
	Ω		10,00	16,24		
	Q		10,40	16,63		
	h		-0,110	-0,110		

сколько снизится и станет равным $12,94 \text{ м}^3/\text{сек}$, но расход в разрыве возрастет до $4,81 \text{ м}^3/\text{сек}$. В конце пятого интервала времени общий расход увеличится до $15,87 \text{ м}^3/\text{сек}$, а расход в разрыве — до $6,26 \text{ м}^3/\text{сек}$. Прделав достаточное число циклов вычислений, мы сможем проследить весь процесс сколь угодно далеко.

26. Гидравлический удар в напорном трубопроводе насосной установки ГАЭС при внезапном прекращении питания электродвигателя

Если двигатель насосной установки, подающей воду через достаточно длинный напорный трубопровод, аварийным образом отключается от сети, столб воды в трубопроводе продолжает некоторое время двигаться в прежнем направлении. Это движение происходит как за счет расходования энергии вращающихся частей насосного агрегата, так и за счет инерции столба воды. Скорость движения постепенно уменьшается до нуля, после чего меняется ее знак. В этот момент происходит закрытие обратного клапана, устанавливаемого обычно у насоса в нижнем конце напорной трубы. Это закрытие можно считать мгновенным. Обратный клапан не только предохраняет насос от обратного вращения, но и предотвращает возможность поломки рабочего колеса, проистекающую из-за того, что к моменту перемены знака скорости столба воды в напорной трубе насос может еще сохранить определенную скорость вращения в первоначальном направлении.

Расчет гидравлического удара для такого случая ведется при помощи формул, выведенных в § 12. Расчетная таблица имеет обычный вид с заменой графы открытых на графу чисел оборотов, которая заполняется в процессе расчета.

Предположим, что насос типа 24НД_н подает воду в резервуар, причем развиваемый насосом напор составляет $H_0 = 78 \text{ м}$ при расходе $Q_0 = 1,80 \text{ м}^3/\text{сек}$ и числе оборотов насоса $n = 750 \text{ об/мин}$.

Длина напорного трубопровода $l = 360 \text{ м}$ и скорость распространения волны удара $a = 1080 \text{ м/сек}$. Мощность на валу насоса $N = 1680 \text{ квт}$. Маховой момент вращающихся частей насосного агрегата $GD^2 = 3,6 \text{ т} \cdot \text{м}^2$. Диаметр напорного трубопровода $D = 1,20 \text{ м}$.

Прежде всего определим значения $\bar{p} = \frac{a}{2g\omega H_0} =$
 $= \frac{1080 \cdot 4}{2 \cdot 9,81 \cdot 3,14 \cdot 1,20^2 \cdot 78} = 0,62$ и по формуле (80) время разгона:

$$T_a = \frac{GD^3 n_0^2}{365N} = \frac{3,6 \cdot 750^2}{365 \cdot 1680} = 3,31 \text{ сек.}$$

Длительность интервала времени для расчетной таблицы выберем, разделяя всю длину трубопровода на два участка. Следует иметь в виду, что в расчетах, где, подобно данному случаю, вычисляется постепенное изменение числа оборотов агрегата, интервалы времени не должны приниматься большими

$\Delta\tau = \frac{180}{1080} = 0,15$. При этом значение величины k_n , входящей в формулу (92), будет равно

$$k_n = -\exp 2\bar{p} Q_0 \frac{\tau}{T_a} =$$

$$= -\exp 2 \cdot 0,62 \cdot 1,80 \frac{0,15}{3,31} = e^{-0,1} = 0,90.$$

Заполнение расчетной табл. 23 начинается с вписывания начальных значений π и Ω , причем, как это указывалось в § 12, направление их переноса обратно тому, которое было принято во всех предыдущих примерах с турбинными установками. Таким образом, в клетках (1А), (2А), (3А) и (4А) мы имеем $\pi = -Q_0 = -1,80$.

Применяя формулу (92), вычисляем число оборотов в конце первого интервала времени:

$$n_1 = n_0 k_n + \frac{n_0}{Q_0} (k_n - 1) \left(\pi + \frac{1}{2\bar{p}} \right) =$$

$$= 750 \cdot 0,90 - \frac{750}{1,80} (0,90 - 1) \cdot (-1,80 + 0,81) =$$

$$= 633 \text{ об/мин.}$$

При таком числе оборотов относительный напор, развиваемый насосом, составит:

$$\frac{H_1}{H_0} = \left(\frac{n_1}{n_0} \right)^2 = \left(\frac{633}{750} \right)^2 = 0,72$$

и

$$h_1 = \frac{H_1}{H_0} - 1 = 0,72 - 1 = -0,28.$$

**Удар в напорной трубе насосной установки ГАЭС
при внезапном прекращении питания мотора**

t	n	Элементы	Узлы			t	n	Элементы	Узлы		
			A	B	C				A	B	C
0	750	π Ω Q h	-1,80 1,80 1,80 0,00			7	193	π Ω Q h	-0,74 -0,76 0,00 -0,93		0,06 -0,06 0,00
1	633	π Ω Q h	-1,80 1,34 1,57 -0,28	-1,80 1,80		8	162	π Ω Q h	-0,56 -0,56 0,00 -0,70		0,47 -0,47 0,00
2	528	π Ω Q h	-1,80 0,99 1,40 -0,50		-1,80 1,80	9		π Ω Q h	0,06 0,06 0,00 -0,07		-0,76 0,76 0,00
3	434	π Ω Q h	-1,80 0,74 1,27 -0,66		-1,34 1,34 0,00	10		π Ω Q h	0,47 0,47 0,00 0,58		-0,56 0,56 0,00
4	349	π Ω Q h	-1,80 0,56 1,18 -0,78		-0,99 0,99 0,00	11		π Ω Q h	0,76 0,76 0,00 0,94		-0,06 0,06 0,00
5	273	π Ω Q h	-1,34 -0,06 0,64 -0,87		-0,74 0,74 0,00	12		π Ω Q h	0,56 0,56 0,00 0,70		-0,47 0,47 0,00
6	224	π Ω Q h	-0,99 -0,47 0,26 -0,91		-0,56 0,56 0,00						

Имея в клетке (1А) значения h и π , мы можем вычислить

$$\Omega = \frac{h}{r} - \pi = -0,28 \cdot \frac{1}{0,62} + 1,80 = 1,34 \text{ м}^3/\text{сек}$$

и

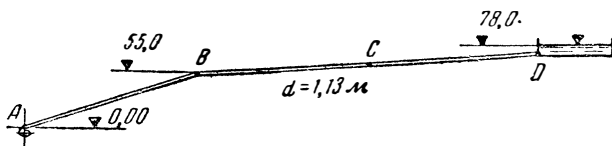
$$Q_1 = \frac{\Omega - \pi}{2} = \frac{1,34 + 1,80}{2} = 1,57 \text{ м}^3/\text{сек}.$$

Значение Ω носим из клетки (1А) в клетку (3С), где, ввиду наличия свободной поверхности, $\pi = -\Omega = -1,34$. Эта величина, будучи перенесена из клетки (3С) в (5А), позволит впоследствии вычислить n , h и Ω для пятого интервала времени.

Заполнение таблицы будет производиться повторением описанного цикла вычислений до тех пор, пока значение расхода не обнаружит тенденции к перемене знака. В нашем расчете это произойдет в конце седьмого интервала времени, для которого $n_7 = 193$ об/мин и $Q_7 \approx 0$. При попытке продолжить вычисление тем же путем на восьмой интервал времени мы получим отрицательное значение расхода, что будет означать начало обратного движения столба воды в напорном трубопроводе. Поскольку насос в это время еще вращается в прежнем направлении, обратное течение воды может привести к поломке рабочего колеса. Поэтому мы будем предполагать наличие обратного клапана, мгновенно закрывающегося в момент перемены знака расхода. В расчетной таблице закрытие обратного клапана обусловит нулевое значение расхода, начиная с девятого интервала времени. При этом во всех последующих интервалах в сечении А $\Omega = \pi$, так как от тупикового конца волна удара отражается с сохранением знака. Нетрудно убедиться, что вслед за закрытием обратного клапана в сечении А возникнет значительное повышение давления, доходящее до $h = 0,94H_0$. Этого повышения давления можно было бы избежать, искусственно замедлив время закрытия клапана. Дальнейшее изменение давления имеет колебательный характер и интереса не представляет.

27. Гидравлический удар в напорном трубопроводе насосной установки ГЭС, сопровождающийся разрывом водяного столба

Рассмотрим случай, подобный предыдущему, но при схеме напорного трубопровода, изображенной на фиг. 45. Начальный расход $Q_0 = 1,30 \text{ м}^3/\text{сек}$ и $n_0 = 750 \text{ об/мин}$. Общая длина напорного трубопровода $l = 540 \text{ м}$, сечение трубы $\omega = 1,0 \text{ м}^2$, скорость распространения волны удара $a = 1080 \text{ м/сек}$, характеристика трубопровода $\rho = 0,80$ и время разгона $T_a = 3,10 \text{ сек}$. Длительность интервала времени $\Delta\tau = 0,15 \text{ сек}$ соответствует делению трубопровода на 3 участка. При этом условии $k_n = 0,90$.



Фиг. 45. Трубопровод насосной установки.

Начало заполнения расчетной таблицы ничем не отличается от описанного в предыдущем примере. Внеся начальные значения π в клетки (1A) и (2A), мы найдем $n_1 = 636 \text{ об/мин}$, $h_1 = -0,28$, $\Omega_1 = 0,95$ и $Q_1 = 1,12 \text{ м}^3/\text{сек}$. Перенеся значение Ω_1 в клетку (2B), мы увидим, что и в сечении B в конце второго интервала времени изменение давления составит $h = -0,28$ при абсолютном понижении давления $\Delta H = 0,28 \cdot 78 = 21,8 \text{ м}$. Между тем, статический напор в точке B равен $23,0 \text{ м}$. Таким образом, при дальнейшем падении напора давление в точке B упадет ниже атмосферного. Предположим, что в точке B установлен вантуз, впускающий в трубопровод воздух и предохраняющий от возможности возникновения полного вакуума. Впуск воздуха, который с достаточным приближением может быть отнесен к концу второго интервала времени, приведет к разделению водяного столба в напорной трубе на две части— AB и BD. Дальнейшее заполнение расчетной таблицы придется производить, имея в виду это обстоятельство.

Давление в точке B будет сохранять то значение, при котором произошел выпуск воздуха, т. е. в нашем случае $h = -0,28$. Значение Ω , снесенное в клетку

Таблица 24

**Гидравлический удар в насосной установке ГАЭС,
с сопровождающийся разрывом водяного столба**

t	n	Элементы	$\bar{\rho} = 0,8$		$\frac{1}{\bar{\rho}} = 1,25$	
			A	B	C	D
0	750	π Ω Q h	-1,30 1,30 1,30 0,00			
1	636	π Ω Q h	-1,30 0,95 1,12 -0,28	-1,30 1,30 1,30 0,00		
2	534	π Ω Q h	-1,30 0,68 0,99 -0,49	-1,30 -1,30 0,95 0,95 1,12 1,12 -0,28	-1,30 1,30	
3	441	π Ω Q h	-1,03 0,49 0,90 -0,65	-1,03 -1,30 0,68 0,95 0,85 1,12 -0,28		-1,30 1,30 1,30 0,00
4	373	π Ω Q h	-1,03 +0,22 0,62 -0,75	-0,84 -1,30 0,49 0,95 0,67 1,12 -0,28		-0,95 0,95 0,00
5	323	π Ω Q h	-0,84 -0,17 0,33 -0,81	-0,57 -1,30 +0,22 0,95 0,40 1,12 -0,28		-0,95 0,95 0,00
6	293	π Ω Q h	-0,57 -0,49 0,04 -0,85	-0,18 -0,95 -0,17 0,60 0,01 0,77 -0,28		-0,95 0,95 0,00

t	n	Элементы	$\bar{\rho} = 0,8$		$\frac{1}{\rho} = 1,25$		
			A	B	C	D	
7		π	-0,18	+0,14	-0,95		-0,95
		Ω	-0,18	-0,49	0,60		0,95
		Q	0,00	-0,32	0,77		0,00
		h	-0,29	-0,28			
8		π	+0,14	-0,17	-0,95		-0,60
		Ω	+0,14	-0,18	0,60		0,60
		Q	0,00	-0,01	0,77		0,60
		h	0,22	-0,28			0,00
9		π	-0,17	-0,49	-0,95		-0,60
		Ω	-0,17	+0,14	0,60		0,60
		Q	0,00	0,32	0,77		0,00
		h	-0,27	-0,28			
10		π	-0,49	-0,18	-0,60		-0,60
		Ω	-0,49	-0,17	0,25		0,60
		Q	0,00	0,01	0,42		0,00
		h	-0,78	-0,28			
11		π	-0,18	0,14	-0,60		-0,60
		Ω	-0,18	-0,49	0,25		0,60
		Q	0,00	-0,32	0,42		0,00
		h	-0,29	-0,28			
12		π	+0,14	-0,17	-0,60		-0,25
		Ω	+0,14	-0,18	0,25		0,25
		Q	0,00	-0,01	0,42		0,00
		h	0,22	-0,28			
13		π	-0,17	-0,49	-0,60		-0,25
		Ω	-0,17	+0,14	0,25		0,25
		Q	0,00	+0,32	0,42		0,00
		h	-0,27	-0,28			
14		π	-0,49	-0,18	-0,25		-0,25
		Ω	-0,49	-0,17	-0,10		0,25
		Q	0,00	0,01	0,07		0,00
		h	-0,78	-0,28			

t	n	Элементы	$\bar{\rho} = 0,8$		$\frac{1}{\rho} = 1,25$	
			A	B	C	D
15		π		-0,25		-0,25
		Ω		-0,10		0,25
		Q		0,07		
		h		-0,28		0,00
16		π		-0,25		0,10
		Ω		-0,10		-0,10
		Q		0,07		
		h		-0,28		0,00
17		π		-0,25		0,10
		Ω		-0,10		-0,10
		Q		0,07		
		h		-0,28		0,00
18		π		+0,10		0,10
		Ω		-0,45		-0,10
		Q		-0,27		
		h		-0,28		0,00
19		π		0,10		0,10
		Ω		-0,45		-0,10
		Q		-0,27		
		h		-0,28		0,00
20		π		0,10		0,45
		Ω		-0,45		-0,45
		Q		-0,27		
		h		-0,28		0,00
21		π		0,10		0,45
		Ω		-0,45		-0,45
		Q		-0,27		
		h		-0,28		0,00
22		π		0,45		0,45
		Ω		-0,80		-0,45
		Q		-0,62		
		h		-0,28		0,00

t	n	Элементы	$\bar{p} = 0,8$		$\frac{1}{p} = 1,25$	
			A	B	C	D
23		π		0,45		0,45
		Ω		-0,80		-0,45
		Q h		-0,62 -0,28		0,00
24		π		0,45		0,80
		Ω		-0,80		-0,80
		Q h		-0,62 -0,28		0,00
25		π		0,45		0,80
		Ω		-0,80		-0,80
		Q h		-0,62 -0,28		0,00
26		π		0,80		0,80
		Ω		-1,15		-0,80
		Q h		-0,97 -0,28		0,00
27		π		0,80		0,80
		Ω		-1,15		-0,80
		Q h		-0,97 -0,28		0,00
28		π		0,80		1,15
		Ω		-1,15		-1,15
		Q h		-0,97 -0,28		0,00
29		π		0,80		1,15
		Ω		-1,15		-1,15
		Q h		-0,97 -0,28		0,00
30		π		1,15		1,15
		Ω		-1,50		-1,15
		Q h		-1,33 -0,28		0,00

(3B) из (2A), позволит вычислить π и Q для нижнего столба воды, а именно

$$\pi_3' = -\frac{0,28}{0,80} - 0,68 = -1,03 \text{ м}^3/\text{сек}$$

и

$$Q_3' = \frac{0,68 + 1,03}{2} = 0,85 \text{ м}^3/\text{сек}.$$

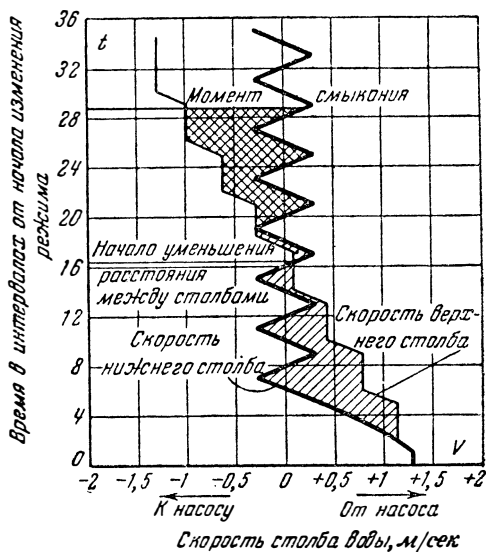
В этой же клетке Q'' и Q' для верхнего столба воды, очевидно, сохранят прежние значения, так как π сносится туда справа от сечения D без изменения его начальной величины. Продолжая заполнение таблицы, мы увидим, что скорость нижнего столба воды в сечении B будет постепенно уменьшаться, в то время как скорость верхнего столба в том же сечении сохранит величину, отвечающую расходу $Q = 1,12 \text{ м}^3/\text{сек}$ до конца пятого интервала времени и лишь после пятого интервала изменит ее, причем эта новая скорость, как и предыдущая, сохранится неизменной на протяжении четырех интервалов времени.

Таким образом, расстояние между столбами воды будет непрерывно увеличиваться, что наглядно видно из фиг. 46, где по оси абсцисс отложены положительные и отрицательные скорости, а по оси ординат—время в интервалах. Жирная линия показывает изменения скоростей нижнего столба воды в сечении B , а тонкая линия—изменения скоростей верхнего столба воды в том же сечении.

Заштрихованная площадь, заключенная между обеими линиями, пропорциональна расстоянию между столбами. Так, к концу шестого интервала времени, когда скорость нижнего столба и в сечении B , и в сечении A достигает нулевого значения и, следовательно, закроется обратный клапан, расстояние между столбами в сечении B увеличится до 3,6 м.

Начиная с седьмого интервала времени, заполнение расчетной таблицы изменит свой характер для нижнего столба воды в связи с закрытием обратного клапана. Продолав несколько циклов расчета, мы убедимся, что скорости нижнего столба в сечении колеблются в соответствии со значениями расходов от $Q = 0,32 \text{ м}^3/\text{сек}$ до $Q = -0,32 \text{ м}^3/\text{сек}$, причем период колебаний равен четырем интервалам времени. Что касается скорости верхнего столба, то она убывает скачкообразно тоже

через каждые четыре интервала времени. На фиг. 46 ясно видно, что через 16 интервалов времени разность скоростей верхнего и нижнего столбов воды делается отрицательной и, следовательно, расстояние между столбами, достигнувшее к концу 16-го интервала своего максимума, равного 6,6 м, начнет уменьшаться. Очевидно, что смыкание водяного столба произойдет в тот



Фиг. 46. Диаграмма скоростей верхнего и нижнего столбов воды после разрыва струи.

момент, для которого площадь, заштрихованная накрест, делается равной площади, определившей наибольшее расстояние между столбами, т. е. через 28,5 интервалов времени. В этот момент расход верхнего столба воды будет равен $Q = -0,97 \text{ м}^3/\text{сек}$, а нижнего — $Q = +0,16 \text{ м}^3/\text{сек}$. Однако, поскольку нельзя быть уверенным, что смыкание столба воды произойдет точно в рассчитанный момент, скорость нижнего столба следует принять максимально возможной, отвечающей расходу $Q = +0,32 \text{ м}^3/\text{сек}$.

Повышение давления в трубопроводе в момент смыкания столба воды найдется по формуле (49') прямого

удара $h = 2\rho u$, где $u = \frac{v}{v_0}$, а $\rho = \frac{\sigma v_0}{2gH_0}$. Следовательно, при абсолютной скорости $v = (0,97 + 0,32) = 1,29$ м/сек давление составит

$$h = 2\rho u = 2 \frac{\sigma v_0 v}{2gH_0 v_0} = \frac{1\,080 \cdot 1,29}{9,81 \cdot 78} = 1,82.$$

Таким образом, в момент соединения разорванного столба воды давление в трубопроводе в точке B повышается до $H = 22 + 1,82 \cdot 78 = 164$ м. Такое значительное повышение давления является следствием разрыва водяного столба в напорном трубопроводе. Если рассмотреть ту же схему трубопровода, но без впуска воздуха в точке B , ход заполнения расчетной таблицы не изменится; разница будет лишь заключаться в том, что разрыв столба воды в сечении B произойдет тогда, когда давление в этом сечении упадет ниже статического на величину, соответствующую атмосферному давлению на данной отметке. Если принять, что рассматриваемая установка находится на уровне моря, то разрыв столба произойдет при $h_B = -0,41H = -32$ м. Приблизительно можно считать, что это случится в конце второго интервала времени; дальнейший ход расчета будет во всем аналогичен описанному выше.

ЛИТЕРАТУРА

1. Г. В. Аронович, О влиянии гидравлического удара на устойчивость регулирования водяных турбин. „Автоматика и телемеханика“, т. IX, 1948, № 3.
2. А. А. Башкиров, Учет влияния напорного трубопровода при расчете гарантий регулирования, „Гидротехническое строительство“, 1946, № 8.
3. Его же, Инструкция Гидроэнергопроекта. Единый числовой метод расчета гидравлического удара в трубопроводах. Тбилиси, 1948.
4. В. А. Булатников, Гидравлический удар в трубопроводах с переменной по длине характеристикой, „Известия ЛИИ“, 1938, № 3, стр. 11—28.
5. Ю. С. Девдариани, К вопросу о передаче энергии жидкости упругими волнами, „Труды энергетического института АН Грузинской ССР“, 1948, т. IV.
6. Н. Е. Жуковский, О гидравлическом ударе в водопроводных трубах, Труды IV русского водопроводного съезда, Одесса, 1901, стр. 78—173.
7. И. П. Кабаков, А. А. Соколов, О влиянии гидравлического удара в тупиковом маслопроводе на процесс проточного безрычажного регулирования скорости паровых турбин, „Инженерный сборник ОТН АН СССР“, 1946, т. II, вып. 2, стр. 61.
8. Е. Н. Кафиева-Лоладзе, Расчеты гидравлического удара в сетях ж.-д. водоснабжения, „Труды ТБИИЖТ“, 1950, вып. 23, стр. 105 и след.
9. Н. А. Картвелишвили, Неустановившиеся режимы в силовых узлах гидроэлектрических станций, Госэнергоиздат, 1951.
10. Его же, Расчет гидравлического удара в сложных системах, „Гидротехническое строительство“, 1948, № 3.
11. Г. И. Кривченко, Уточненные методы расчетов гидравлического удара, „Гидротехническое строительство“, 1947, № 10.
12. И. Х. Левинбук, Теория гидравлических таранов и применение их к железнодорожному водоснабжению, „Труды ТБИИЖТ“, 1950, вып. 22, стр. 265 и след.
13. Н. Т. Мелещенко, Общий метод расчета гидравлического удара в трубопроводах, „Известия ВНИИГ“, 1941, т. 29.
14. М. А. Мостков, Гидравлический удар в гидроэлектрических станциях, 1938.

15. Его же, Некоторые задачи устойчивости работы гидроэлектрического агрегата, „Труды сектора энергетики АН Грузинской ССР“, 1941, № 1.

16. Его же, Общий численный метод расчета гидравлического удара, „Сообщения АН Грузинской ССР“, 1944, т. 1; также „Труды ТБИИЖТ“, 1947, т. XIV, стр. 159—180.

17. Его же, Основы теории гидроэнергетического проектирования, 1948, стр. 265 и след.

18. Ю. И. Неймарк, Устойчивость линеаризованных систем, изд. ЛКВВИА, 1949.

19. С. Г. Рутковский, Скорость распространения волны гидравлического удара в напорных трубопроводах, ЗакНИГЭИ, 1933.

20. Е. Л. Сиротинский, Электромоделирование гидроэнергетических систем с напорными установками, 1947.

21. В. В. Солодовников, Применение операторного метода к исследованию процесса регулирования скорости гидротурбин, „Автоматика и телемеханика“, 1941, № 1.

22. А. А. Сурин, Гидравлический удар в водопроводах и борьба с ним, 1946.

23. И. А. Чарный, К теории одномерного неустановившегося движения жидкости в трубах и расчету воздушных колпаков и уравнильных башен, „Известия АН СССР, ОТН“, 1938, стр. 61 и след.

Цена 9 руб.