

2685996.

Министерство высшего образования СССР

Московское
ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени
высшее техническое училище им. Баумана

НА ДОМ
НЕ ВЫДАЕТСЯ

На правах рукописи

Ю. Л. КИРИЛЛОВСКИЙ

БАЛАНС ЭНЕРГИИ И РАСЧЕТ ВОДОСТРУЙНЫХ АППАРАТОВ

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научные руководители

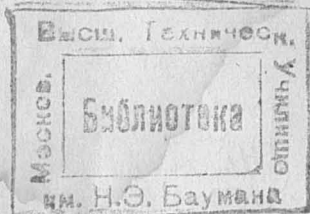
Заслуженный деятель науки
и техники РСФСР

доктор технических наук,
профессор И. И. Куколевский

Кандидат технических наук,
доцент Л. Г. Подвидз

Москва

1957



Целью настоящей работы является исследование рабочего процесса и развитие методов расчета водоструйных аппаратов.

Постановка работы была продиктована необходимостью накопления и систематизации подтвержденного опытами материала для создания удобно доступных инженерных методов расчета аппаратов в широком диапазоне их модификацией, а также систем, включающих в себя струйные аппараты.

Разработанные методы расчета систем нашли применение при проектировании отечественных серий струйных водоподъемных установок для сельского хозяйства, созданных при участии автора и принятых для промышленного производства.

Основными вопросами, решавшимися в работе, являются:

1. Составление балансов энергии аппаратов при переменных режимах работы для получения параметров, нужных при расчете и конструировании их проточной части.

2. Создание инженерной методики расчета аппаратов на заданные условия при максимальной эффективности их работы.

3. Проверка применимости законов подобия, положенных в основу методики расчета, для широкого диапазона модификаций аппаратов.

4. Исследование явления кавитации в струйных аппаратах и разработка методики их противокавитационного расчета.

5. Разработка методов расчета работы струйного аппарата на сеть в условиях переменных режимов.

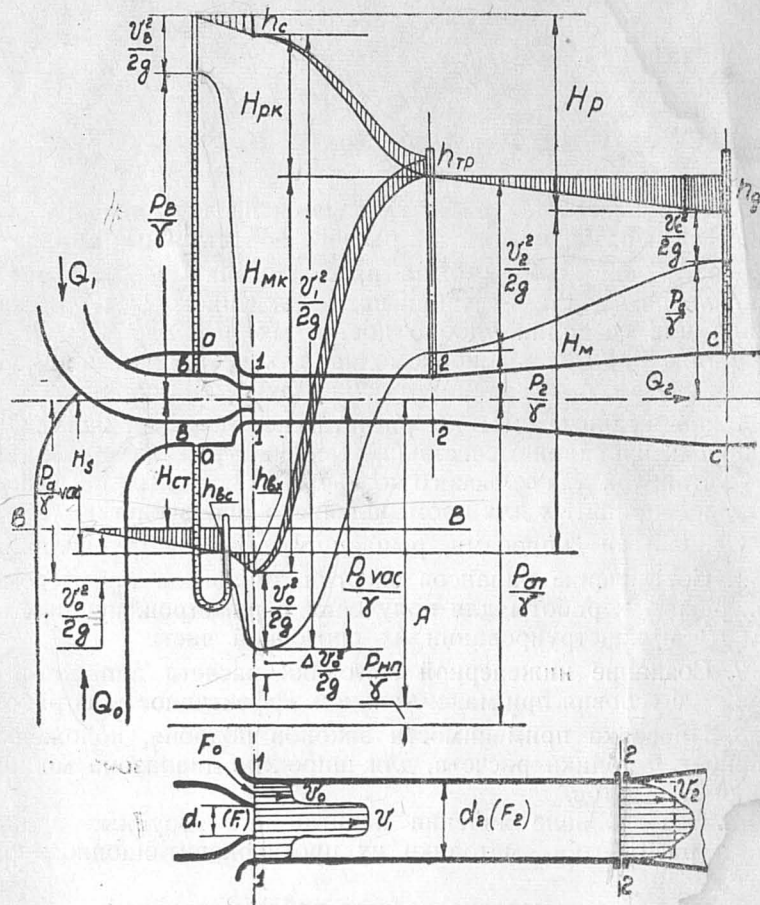
6. Разработка на основе полученных данных расчета струйных систем для водоподъема из скважин.

Предлагаемая работа является продолжением и развитием исследований струйных аппаратов, проводимых на кафедре гидромашин МВТУ с 1949 г.

Схема струйного аппарата приведена на фиг. 1. Основными элементами его проточной части являются сопло, камера смещения и диффузор.

Применительно к схеме на фиг. 1 величины, характеризующие струйный аппарат и его рабочий режим, обозначены:

H_p — рабочий напор, потребляемый аппаратом,



Фиг. 1

H_m — манометрический напор, создаваемый аппаратом,
 P_1 — давление в рабочем потоке на входе в камеру смешения,
 P_0 — давление в перекачиваемом потоке на входе в камеру смешения,
 P_2 — давление на выходе из камеры смешения,
 Q_1 — объемный расход рабочей жидкости,
 Q_0 — объемный расход перекачиваемой жидкости,
 $Q_2 = Q_1 + Q_0$ — объемный расход жидкости на выходе из аппарата,

v_1 — скорость рабочей жидкости на выходе из сопла,
 v_0 — скорость перекачиваемой жидкости при входе в камеру смешения,
 v_2 — скорость потока на выходе из камеры смешения,
 d_1 ; F_1 — диаметр и площадь сопла,
 d_2 ; F_2 — диаметр и площадь выхода из камеры смешения,
 F_0 — площадь прохода перекачиваемой жидкости в камеру смешения.

d_0 — диаметр входа в камеру смешения.
 При цилиндрической камере $d_2 = d_0$; $F_2 = F_1 + F_0$.

Работу аппарата при переменных режимах отражает его характеристика (см. фиг. 2а), т. е. совокупность зависимостей

$$H_m = f(Q_2) \quad \text{и} \quad \eta = f(Q_2),$$

получаемая обычно для случая $H_m + H_p = \text{const}$.

Здесь $\eta = \frac{Q_0 H_m}{Q_1 H_p}$ — к. п. д. аппарата

Характеристика аппарата может быть представлена в безразмерной форме, как совокупность зависимостей

$$h = f(q) \quad \text{и} \quad \eta = f(q) \quad (\text{фиг. 2б})$$

Здесь $h = \frac{H_m}{H_m + H_p}$ — относительный напор,

$$q = \frac{Q_0}{Q_1} \quad \text{— относительный расход,}$$

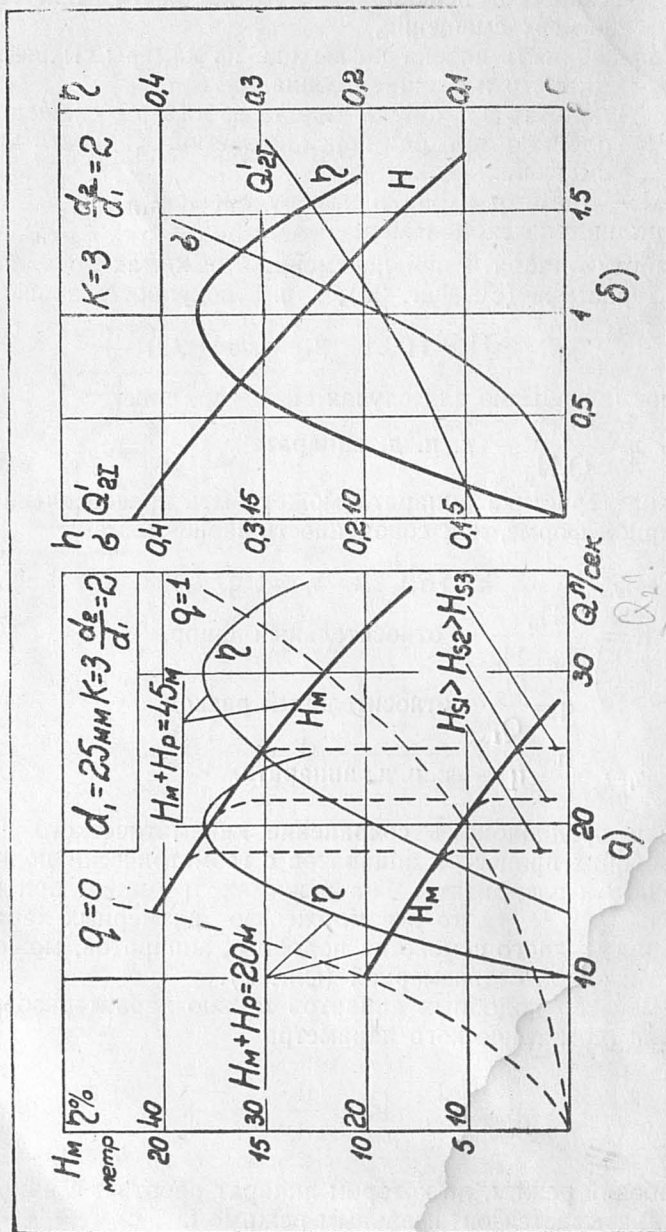
$$\eta = \frac{h}{1-h} q \quad \text{— к. п. д. аппарата.}$$

Если предположить сохранение кинематического подобия для рабочих процессов аппаратов с геометрически подобными проточными элементами, на режимах $q = \text{const}$ при разных значениях $H_p + H_m$, то все множество размерных характеристик, для каждого семейства подобных аппаратов, может быть сведено к одной безразмерной (фиг. 2).

Семейство подобных аппаратов можно характеризовать величиной геометрического параметра

$$k = \frac{F_0}{F_1} \quad \text{или} \quad \frac{d_0}{d_1} = \sqrt{k+1}.$$

Рабочий режим, на котором аппарат работает с наилучшим к. п. д. называется оптимальным режимом.



Фиг. 2

Параметры, относящиеся к нему, будут обозначаться индексом opt.

Часть характеристики, где к. п. д. имеет свои наивысшие значения, называется ее рабочей зоной.

Аппарат, обеспечивающий заданные H_m и Q_0 при наивысшем возможном к. п. д., называется оптимальным аппаратом.

1. Выражение характеристики аппарата

Манометрическим напором струйного аппарата является разность удельных энергий перекачиваемой жидкости после и до аппарата.

Согласно фигуре 1

$$H_m = \frac{P_c}{\gamma} + \frac{v_c^2}{2g} - \frac{P_a}{\gamma} - \frac{v_a^2}{2g} \quad (1)$$

Рабочим напором струйного аппарата является разность удельных энергий рабочей жидкости до и после аппарата.

$$H_p = \frac{P_b}{\gamma} + \frac{v_b^2}{2g} - \frac{P_c}{\gamma} - \frac{v_c^2}{2g} \quad (2)$$

Изменение удельных энергий перекачиваемого и рабочего потоков в пределах камеры смешения называют, соответственно, манометрическим и рабочим напорами камеры.

$$H_{mk} = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} - \frac{P_1}{\gamma} - \frac{v_1^2}{2g} \quad (3)$$

$$H_{pk} = \frac{P_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} - \frac{P_2}{\gamma} - \frac{v_2^2}{2g} \quad (4)$$

При составлении выражений напоров были приняты следующие условия:

а) параллельность потоков при входе в камеру смешения, б) постоянство давления по сечению потока на входе в камеру смешения.

в) выравнивание полей скоростей потоков в контрольных сечениях „1“, „2“, „а“, „б“, „с“ (фиг. 1).

Выполнение условия а) обеспечивается надлежащими очертаниями входа в камеру смешения и сопла.

Условие б) хорошо соблюдается при параллельности потоков и подтверждено опытной проверкой.

Пункт в) является приближенным особенно по отношению к сечениям «2» и «с». Связанные с этим уточнения будут изложены ниже.

Повышение давления в пределах цилиндрической камеры смещения можно получить согласно теореме импульсов

$$P_1 F_2 - P_2 F_2 - \tau \pi d_2 L_K = Q_2 \gamma \frac{v_2^2}{g} - Q_1 \gamma \frac{v_1^2}{g} - Q_0 \gamma \frac{v_0^2}{g}. \quad (5)$$

Здесь $\tau \pi d_2 L_K$ — импульс сил трения по длине камеры (L_K).

Условное касательное напряжение трения при турбулентном режиме в камере

$$\tau = \zeta_K \frac{v_2^2}{2g}. \quad (6)$$

Используя (3), (4), (5), (6), можно выразить H_{MK} и H_{PK} через кинематические факторы — скорости и расходы на границах камеры смещения

$$H_{MK} = \frac{v_1^2}{2g} \left[2 \frac{\frac{v_2}{v_1} Q_1 + \frac{v_0}{v_1} \frac{v_2}{v_1} Q_0}{Q_2} - 2 \frac{v_2^2}{v_1^2} + (1 - \zeta_{TP}) \frac{v_2^2}{v_1^2} - \frac{v_0^2}{v_1^2} \right], \quad (7)$$

$$H_{PK} = \frac{v_1^2}{2g} \left[2 \frac{v_2^2}{v_1^2} - 2 \frac{\frac{v_2}{v_1} Q_1 + \frac{v_0}{v_1} \frac{v_2}{v_1} Q_0}{Q_2} + 1 - (1 - \zeta_{TP}) \frac{v_2^2}{v_1^2} \right]. \quad (8)$$

В формулах (7) и (8) $\zeta_{TP} = 4 \frac{L_K \zeta_K}{d_2 \gamma}$ — коэффициент потери напора на трение.

Величина ζ_{TP} получается из выражения мощности трения —

$$h_{TP} Q_2 \gamma = \zeta_{TP} \frac{v_2^2}{2g} Q_2 \gamma = \tau \pi d_2 L_K v_2.$$

Удельная энергия потоков на границах камеры смещения может быть связана с их удельной энергией на границах аппарата.

Так

$$\frac{P_a}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} - h_d = \frac{P_c}{\gamma} + \frac{P_c^2}{2g}, \quad (9)$$

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{v_0^2}{2g} + h_{BX} = \frac{P_a}{\gamma} + \frac{v_a^2}{2g}, \quad (10)$$

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} + h_c = \frac{P_b}{\gamma} + \frac{v_b^2}{2g}. \quad (11)$$

Здесь $h_d = \zeta_d \frac{v_2^2}{2g}$ — потеря напора в диффузоре,

$h_{BX} = \zeta_{BX} \frac{v_0^2}{2g}$ — потеря напора в подводе перекачиваемой жидкости,

$h_c = \zeta_c \frac{v_1^2}{2g}$ — потеря напора в подводе рабочей жидкости.

Используя (1) и (2) и подставляя в них (9), (10) и (11), получим

$$H_M = H_{MK} - h_d - h_{BX}$$

$$H_P = H_{PK} + h_d + h_c.$$

Смысл этих выражений может быть легко понят из рассмотрения фиг. 1.

Величины H_{MK} , H_{PK} и потери были выражены выше через кинематические факторы (скорости и расходы) и коэффициенты сопротивлений. Следовательно H_M и H_P также зависят от кинематики потока и сопротивлений элементов аппарата.

Применив понятия

$$q = \frac{Q_0}{Q_1} \quad \text{и} \quad k = \frac{F_0}{F_1},$$

и выразив все скорости через расходы

$$v_1 = \frac{Q_1}{F_1}, \quad v_0 = \frac{Q_0}{F_0}, \quad v_2 = \frac{Q_2}{F_2},$$

можно получить функции

$$H_M = \frac{v_1^2}{2g} f(q; k),$$

$$H_P = \frac{v_1^2}{2g} f(q; k).$$

Опуская алгебраические выкладки, уравнения безразмерной характеристики аппаратов представляют собой:

$$h = \frac{H_M}{H_M + H_p} = \frac{(k - q)(k + 2k^2 + q) - (\zeta_d + \zeta_{тр})(1 + q)^2 k^2 - \zeta_{вх}(1 + k)^2 q^2}{(1 + k)^2 [(1 + \zeta_c) k^2 - (1 + \zeta_{вх}) q^2]} \quad (12)$$

$$\eta = \frac{h}{1 - h} q. \quad (13)$$

Для каждого семейства аппаратов

$$k = \text{const},$$

согласно (12) и (13) может быть подсчитана и построена одна безразмерная характеристика

$$h = f(q),$$

$$\eta = f(q).$$

Из понятия безразмерной характеристики вытекают соотношения между параметрами рабочих процессов двух геометрически подобных аппаратов ($k = \text{const}$) на кинематически подобных режимах ($q = \text{const}$)

$$\frac{H_{M_I}}{H_{M_{II}}} = \frac{H_{M_I} + H_{P_I}}{H_{M_{II}} + H_{P_{II}}} = \frac{Q_{2_I}^2}{Q_{2_{II}}^2} \frac{d_{2_{II}}^4}{d_{2_I}^4} = \frac{Q_{1_I}^2}{Q_{1_{II}}^2} \frac{d_{1_{II}}^4}{d_{1_I}^4}. \quad (14)$$

Согласно (14) очевидно, что на режимах $q = \text{const}$ соблюдается также и условие $\eta = \text{const}$.

Зная безразмерную характеристику семейства аппаратов, можно расчетным путем получить рабочую характеристику любого аппарата этого семейства

$$H_M = f(Q_2), \quad \eta = f(Q_2)$$

при некотором $H_p + H_M = \text{const}$.

Для облегчения этого расчета на поле безразмерной характеристики наносится размерная зависимость

$$Q'_{2_I} = f(q) \quad (\text{см. фиг. 26}).$$

Под Q'_{2_I} понимается расход, подаваемый аппаратом с данным k , но с $F_1 = 1 \text{ м}^2$ при $H_p + H_M = 1 \text{ м}$. Согласно (14)

$$Q'_{2_I} = \frac{Q_2}{F_1 \sqrt{H_p + H_M}}. \quad (15)$$

Одновременно

$$Q'_{2_I} = f(q; k).$$

Эта функция легко может быть получена.

Подставив в (15)

$$Q_2 = Q_1 (1 + q) = F_1 v_1 (1 + q)$$

получим

$$Q'_{2_I} = \frac{(1 + q)}{\sqrt{H_p + H_M}} v_1.$$

Вычитая правые и левые части уравнений Бернулли, написанных для сечений "b" и «1» и "a" и «1» (фиг. 1).

$$\frac{P_b}{\gamma} + \frac{v_b^2}{2g} = \frac{P_o}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} + \zeta_c \frac{v_1^2}{2g}$$

$$\frac{P_a}{\gamma} + \frac{v_a^2}{2g} = \frac{P_o}{\gamma} + \frac{v_o^2}{2g} + \zeta_{вх} \frac{v_o^2}{2g}$$

имеем, согласно (1) и (2),

$$\begin{aligned} H_p + H_M &= \frac{P_b - P_a}{\gamma} + \frac{v_b^2 - v_a^2}{2g} = \\ &= \frac{v_1^2}{2g} (1 + \zeta_c) - \frac{v_o^2}{2g} (1 + \zeta_{вх}). \end{aligned}$$

Откуда

$$v_1 = \frac{\sqrt{2g(H_p + H_M)}}{\sqrt{1 + \zeta_c - \frac{q^2}{k^2}(1 + \zeta_{вх})}}. \quad (16)$$

Следовательно

$$Q'_{2_I} = \frac{(1 + q) \sqrt{2g}}{\sqrt{1 + \zeta_c - \frac{q^2}{k^2}(1 + \zeta_{вх})}}. \quad (17)$$

Если для аппарата известны k , $H_p + H_m$ и d_1 , то, по соответствующей безразмерной характеристике, находят для ряда точек h ; q ; Q_2 ; η .

По ним рассчитывают точки рабочей характеристики, получая Q_2 из (15) и $H_m = h(H_p + H_p)$.

При этом, для каждой точки рабочей характеристики могут быть получены также:

$$\begin{aligned}\eta &= f(q) \\ H_p &= (H_p + H_m) - H_m \\ Q_1 &= \frac{Q_2}{1 + q} \\ Q_0 &= Q_1 q.\end{aligned}$$

2. Баланс энергии струйного аппарата

Мощность, затрачиваемая в струйном аппарате

$$E_3 = H_p Q_1 \gamma.$$

Мощность, получаемая от аппарата

$$E_{\text{пол}} = H_m Q_0 \gamma.$$

Выражение баланса энергии аппарата представляет собой равенство:

$$E_3 = E_{\text{пол}} + \Sigma E_n.$$

ΣE_n — сумма мощностей потерь в элементах аппарата.

Баланс энергии позволяет:

а) выяснить влияние каждого элемента на величину к. п. д. аппарата и наметить пути для его рационального проектирования,

б) вычислить значения коэффициентов сопротивлений для переменных режимов работы разных семейств аппаратов, что необходимо для построения расчетным путем их характеристик.

Потери мощности происходят при смешении потоков, на трение в камере смешения, в рабочем сопле, на входе в камеру смешения и в диффузоре.

Величина потерь смешения подсчитывается по известной зависимости, как потеря при расширении струи в спутном потоке

$$E_{\text{пс}} = \frac{(v_1 - v_2)^2}{2g} Q_1 \gamma + \frac{(v_0 - v_2)^2}{2g} Q_0 \gamma.$$

Остальные потери мощности выражаются через соответственные потери напоров.

Вследствие сказанного, баланс энергии запишется так:

$$E_3 = H_p Q_1 \gamma = H_m Q_0 \gamma + E_{\text{пс}} + h_{\text{тр}} Q_2 \gamma + l_c Q_1 \gamma + h_{\text{вх}} Q_0 \gamma + h_d Q_2 \gamma.$$

Относя это уравнение к E_3 можно привести выражение баланса к более удобной безразмерной форме

$$1 = \eta + \rho_{\text{пс}} + \rho_{\text{тр}} + \rho_c + \rho_d. \quad (18)$$

Для каждого семейства аппаратов $k = \text{const}$ слагаемые баланса энергии могут быть представлены как функции относительного расхода q и соответствующих коэффициентов сопротивлений.

Балансы энергии струйных аппаратов в широком диапазоне параметров

$$0,5 \leq k \leq 24$$

были получены экспериментально. Согласно им были выведены значения расчетных величин коэффициентов сопротивлений $\zeta_{\text{вх}}$, $\zeta_{\text{тр}}$, ζ_d для переменных режимов работы всех обследованных аппаратов.

В качестве иллюстраций на фиг. 3 приведены балансы энергии аппаратов.

$k = 0,5$ (высоконапорный аппарат),

$k = 3$ (средненапорный аппарат),

$k = 10$ (низконапорный аппарат).

Классификация аппаратов по относительным напорам введена для удобства обобщения их свойств.

Высоконапорными будем считать аппараты при $k \leq 2$ ($h \geq 0,3$; $q < 0,7$).

Средненапорными — при $2 < k < 6$.

Низконапорными — при $k > 6$ (см. фиг. 4).

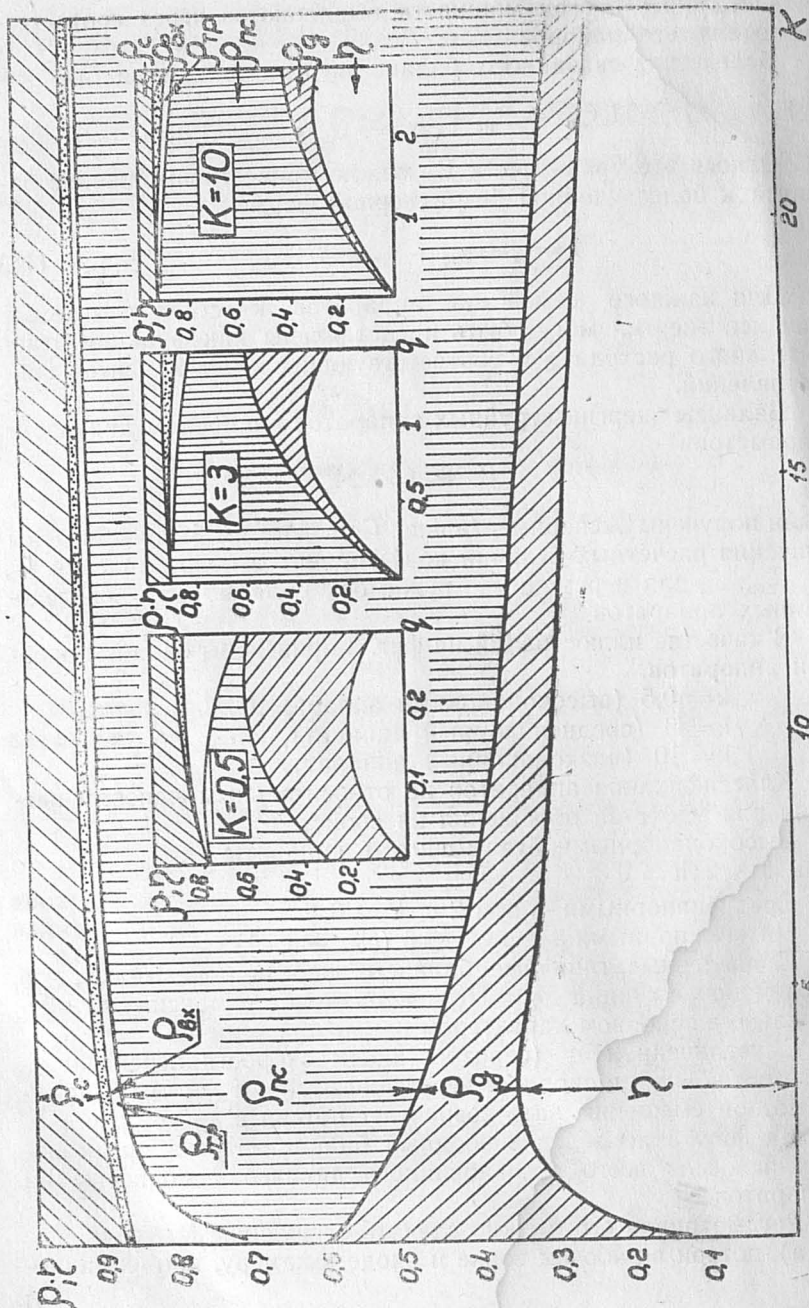
Приведенные типичные балансы энергии показывают, что протекание функции $\eta = f(q)$ и наличие ее максимума обусловлено в основном характером изменения величин $\rho_{\text{пс}}$ и ρ_d .

С увеличением q (с возрастанием скорости перекачиваемого потока v_0 и скорости перед диффузором v_2) уменьшаются потери смешения, зато возрастает потеря в диффузоре.

На фиг. 3 приведен свободный баланс энергии оптимальных режимов всего обследованного диапазона модификаций аппаратов.

Рассматривая его, можно сделать следующие выводы:

а) потери в рабочем сопле и входе в камеру, при их рацио-



Фиг. 3

нальной конструкции (плавно сходящиеся коноидальные насадки), почти не зависят от типа аппарата;

б) потери на трение существенны для высоконапорных аппаратов;

в) потери в диффузоре играют главную роль в балансе энергии высоконапорных аппаратов;

г) потери смешения играют главную роль в балансе энергии низконапорных аппаратов;

д) кривая $\eta = f(q)$ имеет максимум в области значений $2 < k < 4$. Аппараты семейств $2 < k < 4$ имеют наивысшую экономичность.

3. Характеристики струйных аппаратов и их расчет

Пользование для расчета аппаратов безразмерными характеристиками, построенными согласно зависимостям (12) и (13) будет обоснованным, если:

а) известны значения коэффициентов сопротивлений для каждого семейства аппаратов $k = \text{const}$.

б) коэффициенты сопротивлений мало зависят от абсолютных размеров аппаратов в области их практических величин;

в) коэффициенты сопротивлений практически не зависят от значения $H_p + H_m$.

Физическая сущность этих условий сводится к необходимости существования кинематического подобия рабочих режимов аппаратов в достаточно широком диапазоне изменения Re .

Предпринятая экспериментальная проверка подтвердила устойчивое существование безразмерных характеристик.

Испытаниям подвергались аппараты в пределах

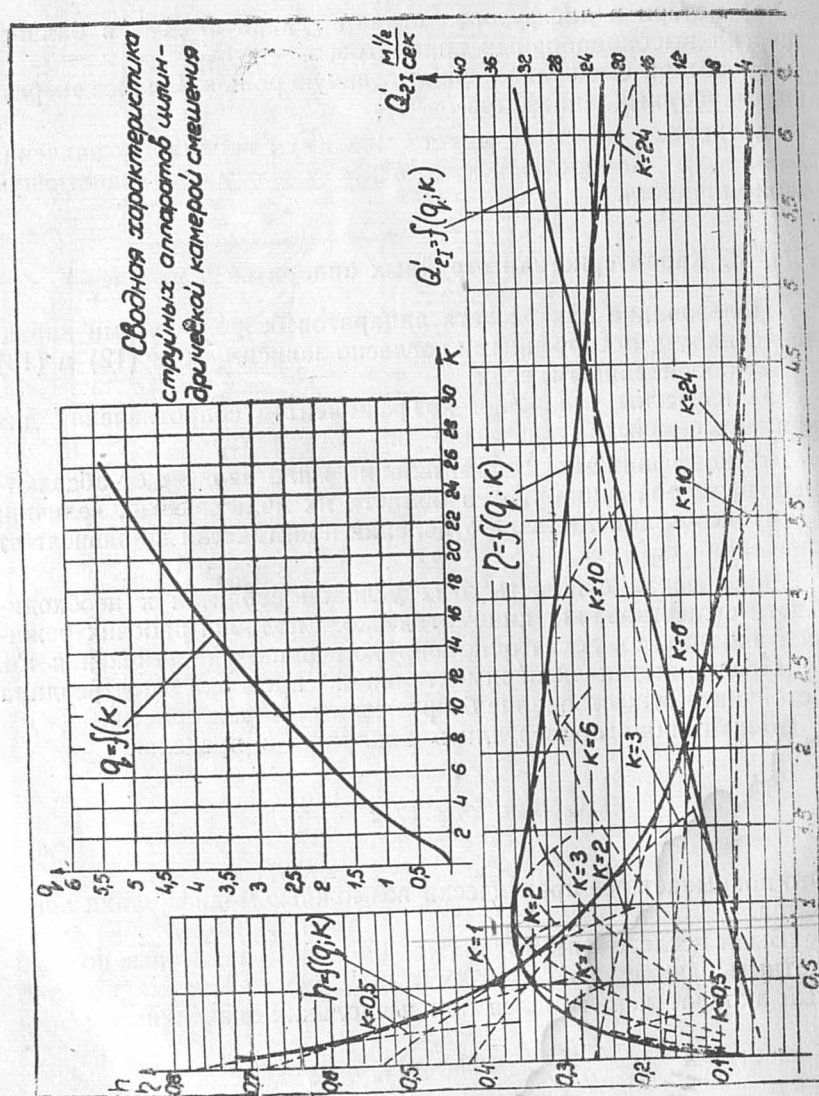
$$0,5 \leq k \leq 24 \left(1,22 \leq \frac{d_2}{d_1} \leq 5 \right).$$

Это покрывает все практически возможные модификации аппаратов.

Были исследованы аппараты $k = \text{const}$ различные по абсолютным размерам ($d_2 = 50$ мм и $d_2 = 25$ мм). Каждый конкретный аппарат испытывался при нескольких значениях

$$15 \text{ м} \leq H_p + H_m \leq 100 \text{ м}.$$

Полученные характеристики семейств аппаратов позволили построить сводную характеристику, приведенную на фиг. 4.



Фиг. 4

Она состоит из огибающих $h = f(q)$; $\eta = f(q)$; $Q_{21} = f(q)$ и кривой $k = f(q)$, связывающей точки кривой $h = f(q)$ с значениями K для частных характеристик, касающихся огибающей в этих точках.

Пользование такой комплексной сводной характеристикой дало возможность разработать чрезвычайно простой метод расчета оптимального струйного аппарата на заданные условия работы. Этот метод изложен ниже в специальном разделе.

Расчетные значения коэффициентов сопротивлений для аналитического построения характеристик согласно (12) и (13), получены путем обработки балансов энергии.

Для сопел и входных участков камер смешения рациональной формы (см. фиг. 1) получено

$$\zeta_c \approx \zeta_{вх} \approx 0,06.$$

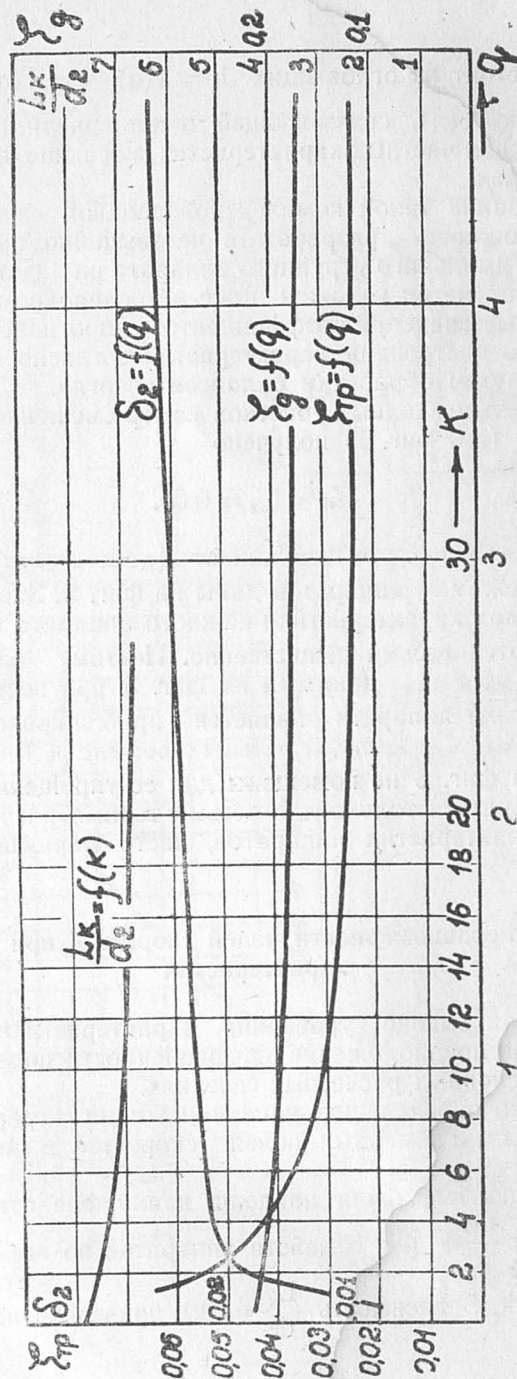
Значения ζ_d и $\zeta_{тр}$ в функции от q , соответствующие оптимальным режимам аппаратов даны на фиг. 5. Заметим также, что в пределах характеристики каждого аппарата величины $\zeta_{тр}$ и ζ_d меняются весьма существенно. Поэтому пользование их значениями для $q_{орт}$, данными на фиг. 5, при построении всей характеристики аппарата является приближением. Функции $\zeta_d = f(q)$ и $\zeta_{тр} = f(q)$ для отдельных семейств $k = \text{const}$ получены, но на фиг. 6 не помещены для ее упрощения. Ими следует пользоваться только для весьма точных расчетов безразмерных характеристик аппаратов, часто меняющих режимы работы.

4. Учет неравномерности полей скоростей при расчете характеристик

Выше, при выводе уравнений характеристики аппарата, было сделано предположение о выравнивании полей скоростей потоков в основных расчетных сечениях.

Опыты по определению наилучших длин камер смешения сопровождалась замерами полей скоростей в сечениях «1», «2» и «с».

Этими опытами были найдены наилучшие относительные длины камер $\frac{L_k}{d_2}$ для семейств аппаратов во всем диапазоне параметров k . Зависимость $\frac{L_k}{d_2} = f(k)$ приведена на фиг. 5.



Фиг. 5

Высоконапорные аппараты нуждаются в более длинных камерах, чем низконапорные, для лучшего выравнивания скоростей перед диффузором, преобразующим в них большие скоростные напоры.

Однако излишнее удлинение камер ведет к возрастанию потерь на трение, хотя и улучшает работу диффузора. Этими причинами обусловлены оптимальные длины камер.

Одновременно было установлено, что в рабочей зоне характеристик аппаратов, при наилучшей длине камеры существует значительная неравномерность поля скоростей на выходе из нее (сечение «2»).

Существенная неравномерность сохраняется и за диффузором в сечении «с». Для одного из аппаратов это показано на фиг. 1.

Отсутствие учета неравномерности, особенно в сечении «2», где скорости велики, весьма существенно занижает характеристику аппарата при ее расчете.

Путем обработки полей скоростей были найдены коэффициенты для уточненного подсчета количества движения и скоростного напора в сечении «2».

Рассматривая местную скорость в «2», как

$$v_{2M} = v_2 + \Delta v_2$$

и подсчитывая по сечению потока

$$\delta_2 = \frac{\int \Delta v_2^2 dF}{v_2^2 F_2}$$

получим с достаточной степенью точности:

а) для подсчета количества движения

$$\chi_2 = 1 + \delta_2,$$

б) для подсчета скоростного напора

$$\xi_2 = 1 + 3\delta_2.$$

В соответствии с этим, аналогично (5), теорема импульсов для границ области смешения примет вид:

$$P_1 F_2 - P_2 F_2 - \tau \pi d_2 L_k = Q_2 \chi_2 \frac{v_2}{g} - Q_1 \chi \frac{v_1}{g} - Q_0 \chi \frac{v_0}{g}. \quad (19)$$

Исправленные выражения H_{mk} и H_{pk} запишутся аналогично (4) и (3), как

$$H_{mk} = \frac{P_2 - P_1}{\gamma} + \frac{\xi_2 v_2^2 - v_o^2}{2g}$$

$$H_{pk} = \frac{P_1 - P_2}{\gamma} + \frac{v_1^2 - \xi_2 v_2^2}{2g}$$

Далее, следуя последовательности преобразований при выводе уравнений (12) и (13), может быть получено уточненное выражение характеристики аппаратов.

$$h = \frac{(k-q)(k+2k^2+q) - (\zeta_l + \zeta_{rp} - \delta_2)(1+q)^2 k^2 - \zeta_{vx}(1+k)^2 q^2}{(1+k)^2 [(1+\zeta_c)k^2 - (1+\zeta_{vx})q^2]} \quad (20)$$

Следовательно, учет неравномерности повышает при расчете характеристику $h = f(q; k)$. Особенно сильно это сказывается у аппаратов $k < 6$, в которых значительны потери на трение в камере, уменьшающиеся в неравномерном потоке из-за меньших скоростей у стенок. (Численно величина δ_2 соизмерима с значением ζ_{rp}).

В соответствии с уточненным h повышается и значение

$$\eta = \frac{h}{1-h} q.$$

Расчетные величины δ_2 для оптимальных режимов аппаратов даны на фиг. 5.

Построение характеристик по уравнению (20) показало чрезвычайно точное их совпадение с экспериментальными характеристиками.

Неравномерность распределения поля скоростей перед диффузором вызывает увеличение потерь в нем. Однако, опыты показали, что неравномерность с более интенсивной турбулентностью в ядре потока слабее влияет на возрастание потерь, чем неравномерность при турбулентности, распространяющейся от стенок. Это обстоятельство является новым и требует дальнейших исследований, для пополнения данных о гидродинамике потока в диффузорах, имеющих в литературе.

4. Противокавитационный расчет струйных аппаратов

Понижение давления в начале области смешения до давления насыщенных паров жидкости ведет к развитию кавитационных явлений, вызывающих в конечном итоге срыв работы аппарата.

Кавитация появляется на границе рабочей и перекачиваемой струй у начала их соприкосновения. При этом аппарат работает устойчиво, но с пониженным к.п.д.

Далее кавитационные явления распространяются в глубину рабочей струи и затем охватывают также перекачиваемый поток. Этим нарушается процесс смешения и срывается работа аппарата, что выражается в резком уменьшении развиваемого напора при неизменном расходе.

Давление в начале области смешения определяется в основном высотой всасывания, сопротивлением тракта всасывания и скоростью перекачиваемого потока.

Целью противокавитационного расчета является определение наибольшей допустимой высоты всасывания на данном рабочем режиме аппарата при сохранении его устойчивой работы.

Согласно уравнению Бернулли для уровня всасывания «В» и сечения «1» (фиг. 1) имеем

$$\frac{P_{ат}}{\gamma} = H_{ст} + h_{вс} + \zeta_{vx} \frac{v_o^2}{2g} + \frac{v_o^2}{2g} + \Delta \frac{v_o^2}{2g} + \frac{P_o}{\gamma} \quad (21)$$

Здесь $P_{ат}$ — атмосферное давление,

$h_{вс}$ — потери тракта всасывания,

$H_{ст}$ — высота расположения сечения «1» над уровнем всасывания,

Δ — величина, характеризующая местные пульсации скорости в зоне смешения.

Срыв работы аппарата наступает при

$$P_o = P_{нп},$$

где $P_{нп}$ — давление насыщенных паров.

Обозначим $H_{ст} + h_{вс} = H_s$ и

$$\frac{P_{ат} - P_{нп}}{\gamma} = A.$$

При $P_o = P_{нп}$ имеем $H_s = H_{скр}$ и $Q_o = Q_{омакс}$.

Подставляя в (21), получим

$$A - H_{\text{ср}} = \varepsilon \frac{(1 + \zeta_{\text{вх}})}{2gF_o^2} Q_{o_{\text{max}}}^2. \quad (22)$$

Здесь $\varepsilon = 1 + \frac{\Delta}{\zeta_{\text{вх}}}.$

Следовательно, величина наибольшего по условиям кавитации перекачиваемого расхода $Q_{o_{\text{max}}}$ не зависит для данного аппарата от параметров рабочей жидкости.

Опытные кавитационные характеристики (см. фиг. 2) подтверждают это.

Помня, что

$$Q_o = qQ_1 = qv_1F_1$$

и используя (16), получим

$$\frac{A - H_{\text{ср}}}{H_p + H_m} = \frac{\varepsilon}{\left(\frac{1 + \zeta_c}{1 + \zeta_{\text{вх}}}\right) \frac{k^2}{q^2} - 1} = \sigma. \quad (23)$$

Так как согласно опытным данным

$$\zeta_c \approx \zeta_{\text{вх}},$$

то

$$\sigma = \frac{\varepsilon q^2}{k^2 - q^2} = f(q; k). \quad (24)$$

Величина σ является коэффициентом кавитации струйных аппаратов, зависящим от типа аппарата и его режима работы q .

Функция $\sigma = f(q)$ является, наряду с зависимостями $h = f(q)$, $\eta = f(q)$ и $Q_2' = f(q)$, основной характеристической кривой каждого семейства аппаратов $k = \text{const}$ (см. фиг. 2 б).

Из опытов, для аппаратов всех семейств,

$$\varepsilon = 1,27.$$

Пользуясь функцией σ , легко определить критическую высоту всасывания

$$H_{\text{ср}} = A - \sigma (H_p + H_m)$$

или, имея заданной величину предельной высоты всасывания, значение $Q_{o_{\text{max}}}$.

Получение при расчете отрицательного значения $H_{\text{ср}}$ означает, что аппарат должен быть заглублен под уровень перекачиваемой жидкости.

Как указано выше, кавитация в рабочей струе не ведет к срыву работы, но понижает значительно эффективность аппарата.

Значение H_s , при котором начинается эта кавитация, также может быть рассчитано.

Согласно экспериментальным данным, для аппаратов всех типов, кавитация рабочей струи начинается при

$$\sigma' = \frac{P_o - P_{\text{нп}}}{\gamma \frac{v_1^2}{2g}} \approx 0,2. \quad (25)$$

Пользуясь выражениями (16) и (21), и подставляя их в (25), получим

$$\frac{A - H_s}{H_p + H_m} = \frac{\sigma' \frac{k^2}{q^2} (1 + \zeta_{\text{вх}}) - 1}{\frac{k^2}{q^2} - 1}. \quad (26)$$

Эта формула позволяет рассчитать предельные условия всасывания при отсутствии начальной кавитации в области смешения.

5. Расчет оптимального аппарата на заданные условия работы и его проектирование

Целью расчета является определение размеров проточной части аппарата, удовлетворяющего заданному режиму работы при наивысшем возможном к. п. д.

Рабочий режим аппарата определяют полностью четыре размерных величины — H_p , H_m , Q_1 , Q_o , или две безразмерных —

$$h = \frac{H_m}{H_p + H_m} \quad \text{и} \quad q = \frac{Q_o}{Q_1}.$$

Каждой точке, определяемой значениями h и q , на поле сводной характеристики $h = f(q)$ (фиг. 4) соответствуют:

а) при расположении точки под огибающей — два значения k , т. е. два семейства аппаратов, обеспечивающих заданный режим,

б) при расположении точки на огибающей одно возможное значение k ,

в) при расположении точки над огибающей — ни одного семейства аппаратов.

Задание в этом случае нереально и расчет невозможен.

Наивысшие возможные к. п. д. обеспечиваются режимами на кривой $h=f(q)$.

При расчете аппарата возможны три случая заданий:

I. Заданы две величины, определяющие один поток, т. е. H_p и Q_1 или H_m и Q_0 . Выбор q и h свободный. В этом случае их надо брать в области $q \approx 1$, чему соответствует наивысшее $\eta \approx 0,37$ и $2 < k < 3$. Точное значение k по выбранному q находят из зависимости $k=f(q)$ (фиг. 4).

II. Из четырех величин, определяющих режим, заданы 3. Следовательно, задано либо h , либо q . Недостающий параметр находят по кривой $h=f(q)$, а соответствующую найденному режиму величину k — по кривой $k=f(q)$.

III. Заданы все четыре величины, определяющие режим. То-есть известны h и q . Два значения k , удовлетворяющие им, определяют из уравнения (12), решив его относительно k . Принимают большее из полученных значений, т. к. соответствующие ему аппараты обладают лучшей противокавитационной стойкостью.

Итак, в результате любого из случаев расчета, имеем h , q , k . Далее, по (17) находим Q'_{21} .

Согласно методике, изложенной в конце гл. 1, находим недостающие из величин H_p , H_m , Q_0 , Q_1 .

Размер сопла аппарата d_1 определяется из (15), а диаметр камеры из соотношения

$$d_2 = d_1 \sqrt{1+k}.$$

Длину камеры смешения L_k вычисляют согласно функции $\frac{L_k}{d_2} = f(k)$ (фиг. 5).

Диффузор следует выбирать с углом раскрытия $6-8^\circ$.

Рациональным является применение диффузоров с переменным углом раскрытия, приближающимся к закону $\frac{\partial P}{\partial l} = \text{const.}$

Очертания сопла и входа в камеру смешения желательно выбирать в виде постепенно, но интенсивно сходящихся по длине коноидальных насадков с плавным уменьшением площадей кольцевого прохода (ф. 1).

Относ сопла от начального сечения камеры ухудшает показатели аппарата. Его определяет только толщина выходной кромки сопла. Сопло с идеально острой выходной кромкой не

нуждается в отnose. В случае перекачивания жидкостей, несущих твердые включения, относ сопла определен размером твердых частиц в потоке.

Рассчитав и спроектировав аппарат, следует произвести для него противокавитационный расчет.

Эффективность аппаратов может быть несколько повышена применением комбинированных камер смешения, состоящих из конфузورного $\left(\frac{1}{3}L_k\right)$ и цилиндрического $\left(\frac{2}{3}L_k\right)$ участков. Выбор выходного диаметра и очертаний конфузорного участка производится из условия постоянства количества движения потоков по его длине, т. е. $Q_1 v_1 + Q_0 v_0 = Q_2 v_2$,

$$\text{откуда } \frac{F_2}{F_1} = \frac{k(1+q)^2}{k+q^2}.$$

В этих камерах, следовательно, $F_2 \neq F_1 + F_0$ и $d_2 \neq d_0$. Средненапорные и низконапорные аппараты такого типа имеют к. п. д. на 3—4 % выше, чем аппараты с цилиндрическими камерами. По опытным данным наивысший к. п. д. у них $\eta \approx 0,4$.

Однако, сложность технологии изготовления комбинированных камер и диффузоров заставляет на практике часто прибегать к цилиндрическим камерам и простым диффузорам.

Строгая методика расчета аппаратов с комбинированными камерами и ее экспериментальная проверка требуют еще дополнительных исследований.

6. Струйные водоподъемные установки и их расчет

Струйные водоподъемные установки нашли широкое применение за рубежом. Только отсутствие для них надежного расчета и оборудования задержало их внедрение у нас.

Ввиду своей простоты и надежности, они, даже при меньших значениях к. п. д., успешно конкурируют с погружными центробежными насосами.

Их экономичность значительно превосходит поршневые артезианские насосы и эрлифты.

Струйный аппарат в таких установках находится в скважине, а питающий его центробежный насос — на поверхности. Этим достигается отсутствие подвижных частей в скважине.

Установки собираются по трем основным схемам, приведенным на фиг. 6.

В схеме I рода центробежный насос питает сопло аппарата ($H_n \approx H_p$; $Q_n = Q_1$).

Аппарат подает воду на поверхность и в напорную сеть потребителя ($H_{пп} + H_{п} \approx H_{м}$).

Очевидно, что к. п. д. такой установки $\eta = \eta_{п} \cdot \eta_{а}$ не может в лучшем случае превышать 25—29 %.

(Принимая к. п. д. насоса $\eta_{п} = 0,7 - 0,8$ и к. п. д. аппарата $\eta_{а} = 0,33 - 0,36$).

В схеме II рода только часть воды под напором расходуется на питание аппарата, который досылает расход в пределы высоты всасывания насоса.

При рациональном разделении расходов к. п. д. такой установки может быть относительно выше.

В схеме II напор насоса

$$H_{п} \approx H_{р} \approx H_{п}$$

($H_{п}$ — напор в магистрали потребителя).

Подача насоса $Q_{п} = Q_2$. Глубина подъема из скважины $H_{пп} \approx H_{м}$. Следовательно, к. п. д. установки II рода равен

$$\eta = \frac{N_{п}}{N_{н}} = \frac{(H_{м} + H_{р}) Q_0}{H_{р} Q_2} \eta_{п}.$$

Назовем эффективным к. п. д. струйной системы выражение

$$\frac{(H_{р} + H_{м}) Q_0}{H_{р} Q_2} = \frac{q + \eta_{а}}{q + 1} = \eta_{э}.$$

Тогда $\eta = \eta_{п} \cdot \eta_{э}$.

Величина $\eta_{э}$ зависит от типа аппарата (k) и его режима

$$\left(q \text{ и } \eta_{а} = \frac{H_{м}}{H_{р}} q \right).$$

Для употребительных аппаратов $1 < K < 3$

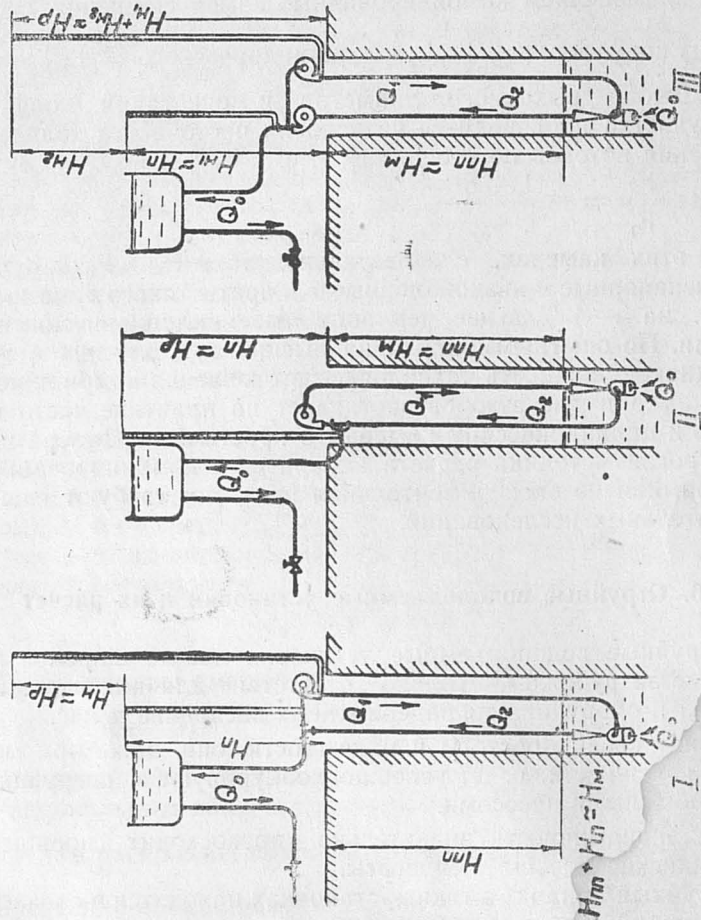
$$0,5 < \eta_{э} < 0,7$$

и, следовательно, при $\eta_{п} = 0,7 - 0,8$

$$\eta = 0,35 - 0,55.$$

Схема III вызвана необходимостью обслуживания скважин значительной глубины. Применение в таких случаях наиболее эффективных аппаратов ($1 < K < 3$) требует больших $H_{р} \approx H_{п}$.

Однако малоразветвленные водопроводные сети не нуждаются в больших $H_{п} \approx H_{н}$ и потребитель вынужден бесполезно



Фиг. 6

тратить мощность, теряя избыток напора при дросселировании в запорных устройствах.

В схеме III имеются два насоса последовательно создающих нужный $H_p = H_{n1} + H_{n2}$. Но потребитель отвечает полезную подачу Q_0 сразу после первого насоса под нужным ему малым напором $H_n \approx H_{n1}$. Этим достигается большая экономия мощности в условиях глубокого водоподъема.

К. п. д. таких установок

$$\eta = \frac{Q_0 (H_{n1} + H_m)}{\frac{Q_2 H_{n1}}{\eta_{n1}} + \frac{Q_1 H_{n2}}{\eta_{n2}}}$$

При $\eta_{n1} \approx \eta_{n2}$

$$\eta = \frac{q + \eta_a (1 + x)}{q + x + 1}, \text{ где } x = \frac{H_{n2}}{H_{n1}}.$$

Применение схемы III рода позволило для глубин подъема $H_{пп}$ до 75 м разработать установки с $\eta = 0,30 - 0,45$.

Изображенные на схеме два насоса конструктивно представляют один многоступенчатый насос с отбором части расхода после одной из промежуточных ступеней.

При расчете водоподъемной установки заданы обычно $H_{пп}$, H_n и Q_0 .

Для установок I рода это означает задание

$$H_m = H_{пп} + H_n.$$

Согласно I случаю расчета аппарата (см. гл. 5), его выбирают в оптимальной зоне $2 < K < 3$. Определив $H_p = H_n$ и $Q_1 = Q_n$, выбирают насос для питания сопла.

Для установок II рода заданными являются

$$H_m \approx H_{пп}, \quad H_p = H_n \quad \text{и} \quad Q_0$$

Следовательно, заданной является величина h . Согласно II случаю расчета аппарата, находят по сводной характеристике q_{max} , соответствующее h и k , соответствующее q_{max} . Подсчитав далее Q_1 и Q_2 , выбирают насос согласно $H_p = H_n$ и $Q_2 = Q_n$.

При проектировании установок III рода заданы

$$H_m \approx H_{пп}, \quad H_n = H_{n1} \quad \text{и} \quad Q_0.$$

Выбор H_{n2} и, следовательно, $H_p \approx H_{n1} + H_{n2}$, свободен. Его выбирают меняя число дополнительных ступеней насоса. Значит здесь снова имеет место I случай расчета аппарата, который может выбираться в оптимальной зоне $2 < k < 3$.

Приведенные проектные расчеты не позволяют точно учесть потери в трубах системы и оценить поведение установки на переменных режимах работы. Поэтому, получив размеры аппарата и выбрав насос, производят проверочный расчет, при помощи графоаналитических методов.

В качестве иллюстрации приводим такой расчет для системы II рода (фиг. 7).

На поле $Q-H$ откладывают отметки уровней источника (начало отсчета), потребителя и насоса.

От начала отсчета строят приближенную характеристику сопла $Q_1 = f(H_p + H_m)$ (кривая 1) Согласно 16,

$$Q_1 = v_1 F_1 = \frac{F_1 \sqrt{2q (H_p + H_m)}}{\sqrt{1 + \zeta_c - \frac{q^2}{k^2} (1 + \zeta_{вх})}}.$$

Здесь $q \approx \text{const}$ принимают из проектного расчета.

Характеристику струйного аппарата $H_m = f(Q_2)$ для $H_p + H_m = \text{const}$, согласно проектному расчету, также строят от уровня источника. Из ординат кривой $H_m = f(Q_2)$ вычитают ординаты $h_c = f(Q)$, выражающие потери напора в линии с.

Полученная зависимость — $H_{пп} = f(Q_2)$ (кривая 3). Ординаты кривой 1 складывают с ординатами $h_b = f(Q)$, выражающими потери в линии В.

Полученная зависимость — $H_m + H_p + h_b = f(Q_1)$ (кривая 1'). Отложив от начала отсчета отрезок $H_m + H_p + h_b$, соответственно принятому $H_p + H_m$ и проведя горизонталь, получим, в точке ее пересечения с кривой 1¹ величину Q_1 .

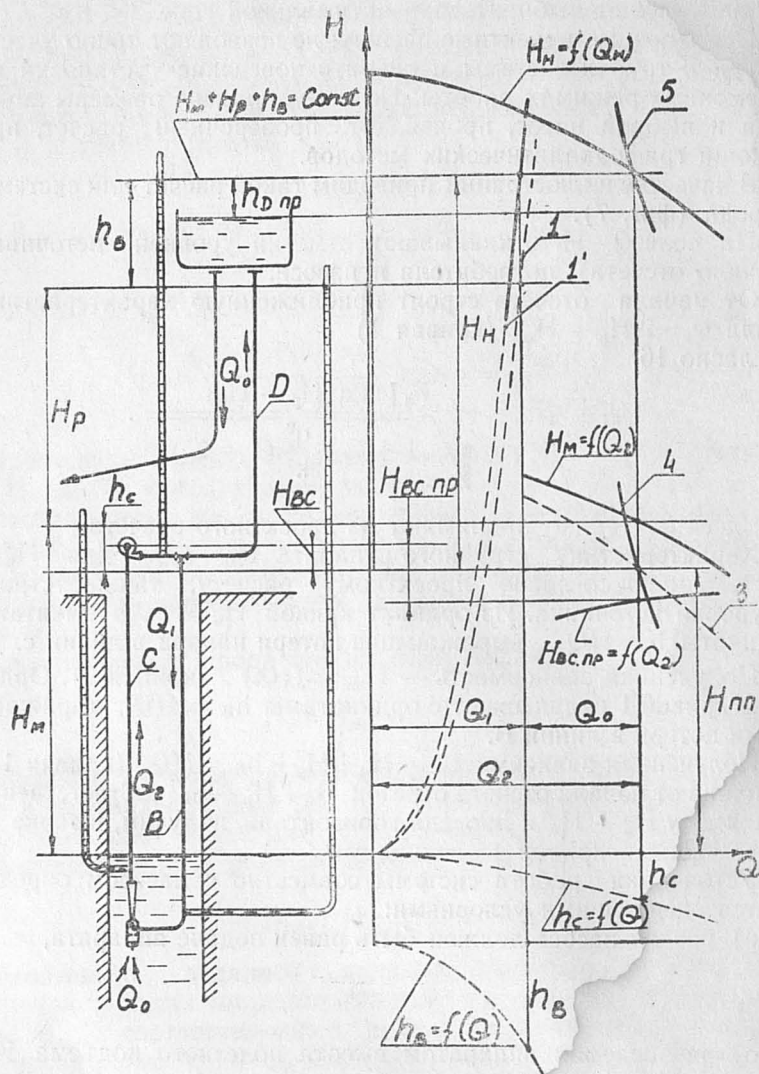
Устойчивая работа системы совместно с насосом определяется следующими условиями:

а) расход насоса должен быть равен подаче аппарата,

$$Q_n = Q_2,$$

б) развиваемая аппаратом высота полезного подъема $H_{пп}$ должна обеспечивать подачу расхода в пределы всасывания насоса (выше линии $H_{вс. пр.}$, отложенной от уровня насоса),

в) насос, при подаче $Q_n = Q_2$, должен обеспечивать напор H_p , требуемый принятым значением $H_p + H_m$.



Фиг. 7

г) потери в магистрали потребителя h_D при подаче Q_0 не должен превосходить разности между уровнем потребителя и пьезометрическим уровнем $H_m + H_p + h_b$ — величины h_D .

Условия а) и в) являются выполненными, если точка пересечения кривой $H_H = f(Q_H)$ с уровнем $H_m + H_p + h_b$ находится на одной вертикали с точкой пересечения оси Q_H характеристики насоса с кривой 3.

Если последняя точка лежит выше линии $H_{вс. пр.}$, то выполняется и условие б).

Соблюдение условия г) проверяется путем сравнения разности уровней с величиной потерь h_D , получаемой из характеристики магистрали $h_D = f(Q)$ для величины Q_0 . Описанное построение позволяет найти все напоры и расходы в системе на выбранном режиме $H_p + H_m$ с учетом потерь в трубах.

Повторяя решение для нескольких значений $H_p + H_m$ можно построить характеристику установки при переменных режимах работы (кривые 4, 5, 1').

По данным для режимов работы системы можно подсчитать $\eta_{э.1} = \frac{Q_0 (H_{пп} + H_H)}{H_H Q_2}$ — эффективный к. п. д. с учетом потерь в трубах.

Данные натурных испытаний водоподъемных установок подтвердили точность описанной методики расчета. Она нашла применение при проектировании отечественных серий струйных водоподъемников для сельского хозяйства.

Первая серия таких установок, спроектированная и изготовленная при участии автора коллективом лаборатории Гидромашин МВТУ в содружестве с ВИМ ВАСХНИЛ, успешно прошла государственные испытания и рекомендована для промышленного производства. Проектирование, изготовление и испытание специальных насосов и последующих серий установок заканчивается в текущем году.

В результате выполненных работ:

- 1) проверены и нашли подтверждение законы подобия для струйных аппаратов.
- 2) получены экспериментальным путем универсальные безразмерные характеристики аппаратов для широкого диапазона их модификаций и уточнены аналитические методы их расчета.
- 3) исследован характер потерь энергии в аппаратах и получены расчетные значения коэффициентов сопротивления,
- 4) разработана простая методика расчета оптимального струйного аппарата на заданные условия работы по сводной универсальной характеристике,

5) разработана методика и получен нужный экспериментальный материал для проектирования проточной части аппаратов,

6) создана методика противокавитационного расчета аппаратов,

7) намечены пути совершенствования струйных аппаратов,

8) разработана методика расчета оптимальных струйных водоподъемных установок и методика аналитического построения их характеристик при переменных режимах работы.

Полученные методы расчета и расчетные величины нашли применение и оправдали себя при проектировании промышленных аппаратов и серий струйных водоподъемных установок.