

Документ подписан простой электронной подписью
Информация о владельце:
ФИО: Локтионова Оксана Геннадьевна
Должность: проректор по учебной работе
Дата подписания: 26.12.2021 15:29:47
Уникальный программный ключ:
0b817ca911e6668abb13a5d426d39e5f1c11eabbf73e943df4a4851fda56d089

МИНОБРНАУКИ РОССИИ

Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего образования
«Юго-Западный государственный университет»
(ЮЗГУ)

Кафедра Теплогазоводоснабжения



ГИДРАВЛИКА

Методические указания по самостоятельной работе
для студентов направления подготовки 15.03.05
профиль «Конструкторско-технологическое обеспечение
машиностроительных производств»

Курск 2017

УДК 621.(671.2)

Составитель В.А. Морозов

Рецензент:

Доктор технических наук, профессор *Н. С. Кобелев*

Гидравлика : методические рекомендации по самостоятельной работе для студентов направления подготовки 15.03.05/ Юго-Зап. гос. ун-т; сост. В. А. Морозов. – Курск, 2017. – 24 с.: ил. 13. – Библиогр.: с. 24.

Содержит сведения по гидродинамике течения жидкости, методам расчёта трубопровода, совместной работе насосов и трубопроводов.

Методические рекомендации соответствуют требованиям учебного плана направления подготовки 15.03.05.

Предназначены для студентов направления подготовки 15.03.05 профиль «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств» очной и заочной форм обучения.

Текст печатается в авторской редакции

Подписано в печать **19.05.2017.** Формат *60x84 1/16*.
Усл. печ. л. 1,2 . Уч-изд. л. 1,1. Тираж 100 экз. Заказ 1128. Бесплатно
Юго-Западный государственный университет.
305040, г. Курск, ул. 50 лет Октября, д. 94.

ОГЛАВЛЕНИЕ

1. ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА ПОГРАНИЧНОГО СЛОЯ ВЯЗКОПЛАСТИЧНОЙ ЖИДКОСТИ.....	4
2.ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЁТ СЛОЖНОГО ТРУБОПРОВОДА.....	7
3.СОВМЕСТНАЯ РАБОТА НАСОСОВ И ТРУБОПРОВОДОВ.....	10
4. ГРАФИЧЕСКИЙ МЕТОД РЕШЕНИЯ СИСТЕМЫ УРАВНЕНИЙ ДЛЯ КРУГЛОЙ ТРУБЫ С ЗАДААННЫМИ ПАРАМЕТРАМИ.....	14
5. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ МАШИНЫ.....	17
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....	24

1. Особенности расчета пограничного слоя вязкопластичной жидкости

Рассмотрим особенности расчета пограничного слоя вязкопластичной жидкости, полагая жидкость несжимаемой и принимая линейный закон зависимости касательного напряжения от градиента скорости:

$$\tau = \tau_m + \mu_n \cdot \frac{\partial W}{\partial y} \quad (\mu_n = \text{const}).$$

Для определения закона скоростей в пограничном слое необходимо установить закон касательных напряжений в поперечном сечении пограничного слоя. Чтобы установить зависимость $\tau(y)$, рассмотрим схему пограничного слоя в диффузорном канале, показанную на рисунке 1.

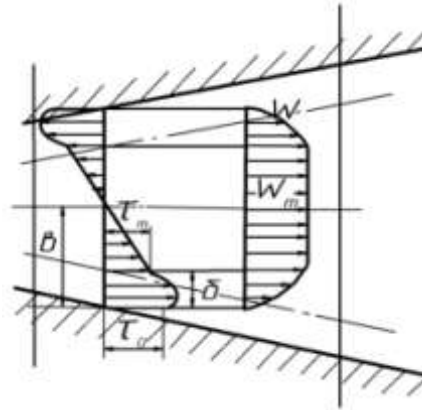


Рис.1. Схема пограничного слоя вязкопластичной жидкости в диффузорном канале

На стенке касательное напряжение равно τ_0 , а производная

$$\left(\frac{\partial \tau}{\partial y}\right) y = \frac{dP}{dx} = 0, \quad (1)$$

как и в пограничном слое ньютоновской жидкости.

На границе пограничного слоя скорость достигает максимальной величины W_m , а напряжение равно τ_m . Центральная часть жидкости движется с постоянной (по толщине) скоростью, а касательные напряжения изменяются по линейному закону. Другими словами:

$$\left(\frac{\partial \tau}{\partial y}\right) y = \delta = \frac{\tau_m}{b - \delta}, \quad (2)$$

где b – половина ширины канала.

Закон касательных напряжений для течения в диффузоре примем в виде полинома третьей степени

$$\tau = C_0 + C_1 y + C_2 y^2 + C_3 y^3.$$

Определим постоянные C_0, C_1, C_2, C_3 из граничных условий, получим:

$$\bar{\tau} = \frac{\tau}{\tau_0} = 1 + A_* n - \left[A_* + 3(1 + \tau_m) - \frac{\tau_m}{b - \delta} \delta \right] \eta^2 +$$

$$+ \left(4\overline{\tau}_m + 2 + A_* - \frac{\overline{\tau}_m}{b-\delta} \delta \right) \eta^3,$$

где $A_* = \frac{\delta}{\tau_0} \frac{dP}{dx}$; $\overline{\tau}_m = \frac{\tau}{\tau_0}$.

В дальнейшем для получения простых зависимостей рассмотрим случай, когда толщина пограничного слоя мала в сравнении с шириной канала:

$$\frac{\delta}{b} \ll 1.$$

В этом случае $\left(\frac{\partial \tau}{\partial y}\right) y = b \cong 0$ и граничные условия для разности $\tau - \tau_m$ оказываются такими же, как и для напряжений при течении ньютоновской жидкости.

Поэтому для течения жидкостей, у которых толщина пограничного слоя мала в сравнении с шириной канала, можно принять

$$\tau = \frac{\tau'}{\tau_0} = (1 - \eta^2)[1 + (2 + A'_*)\eta], \quad (3)$$

где $\tau' = \tau - \tau_m$; $A'_* = \frac{\delta}{\tau_0} \frac{dP}{dx}$.

Кроме того, если в (1.1) ввести τ' , то эта зависимость формально совпадает с законом Ньютона:

$$\tau' = \mu_n \frac{\partial W}{\partial y}. \quad (4)$$

Приведем зависимость (3.3) к безразмерному виду:

$$\tau = \frac{2}{c_f Re} \frac{\partial \bar{W}}{\partial \eta}, \quad (5)$$

где $c_f' = \frac{2\tau_0'}{\rho W_m^2}$; $Re = \frac{W\delta}{\nu}$; $\bar{W} = \frac{W}{W_m}$; $\eta = \frac{y}{b}$.

Решая совместно (3.4) и (3.5), получим закон скоростей в пограничном слое:

$$\bar{W} = \left[\eta + \frac{A'_*}{2} \eta^2 - \frac{3+2A_*^2}{3} \eta^3 + \frac{2+A'_*}{4} \eta^4 \right] \frac{c_f Re}{2}. \quad (6)$$

Согласно полученной зависимости (6) закон скоростей в пограничном слое вязкопластичной жидкости определяется только величиной параметра A'_* .

Зависимость (6) позволяет установить и закон сопротивления. Так как на границе пограничного слоя $\eta = 1$ и $\bar{W} = 1$, то из закона скоростей (6) получим

$$c_f = \frac{4}{Re} - \frac{A}{3}, \quad (7)$$

где через A обозначен формпараметр;

$$A = -\frac{\delta}{W_m} \frac{dW_m}{dx}, \quad (8)$$

связанный с A'_* зависимостью

$$A = \frac{1}{2} A_* c_f'.$$

Действительный коэффициент трения

$$c_f = \frac{2\tau_0}{\rho W_m^2}$$

легко выражается через c_f' . Поскольку $\tau_0' = \tau_0 - \tau_m$, то $c_f = c_f' + \frac{2\tau_m}{\rho W_m^2}$,

или

$$c_f = \frac{4+2Se}{Re} - \frac{A}{3}, \quad (9)$$

где Se – критерий Сен-Венана;

$$Se = \frac{\tau_m \delta}{\mu_n W_m}. \quad (10)$$

Зависимость (3.9) показывает возможность введения эквивалентного числа Re^* .

$$Re^* = \frac{Re}{1 + \frac{1}{2}Se}. \quad (11)$$

Анализируя полученные зависимости и сопоставления их с соответствующими зависимостями для ньютоновской жидкости, можно получить следующие выводы.

Поля скоростей в пограничных слоях ньютоновской и вязкопластичной жидкостей одинаковы в том случае, если формпараметр $A_* = \frac{\delta dP}{\tau_0 dx}$ ньютоновской жидкости равен формпараметру $A_* = \frac{\delta dP}{(\tau_0 - \tau_m) dx}$ вязкопластичной жидкости.

Коэффициент трения вязкопластичной жидкости равен коэффициенту трения ньютоновской жидкости при условии, что число Re^* вязкопластичной жидкости равно действительному числу Re ньютоновской жидкости.

Кроме того, все решения для ньютоновской жидкости при условии $\delta \ll b$ справедливы и для течения вязкопластичной жидкости, если в них заменить τ_0 на $\tau_0 - \tau_m$ и c_f на $c_f' - \frac{2\tau_m}{\rho W_m^2}$.

Это относится не только к распределению скоростей в пограничном слое, но и к использованию интегрального уравнения Кармана. Как известно, интегральное уравнение Кармана получено в предположении, что на внешней границе пограничного слоя касательное напряжение равно нулю. При течении вязкопластичной жидкости напряжение на внешней границе равно τ_m , в соответствии с чем интегральное уравнение Кармана должно быть записано так:

$$\frac{d\delta^{**}}{dx} + (2 + H) \frac{\delta^{**} dW_m}{W_m dx} = \frac{c_f}{2} - \frac{\tau_m}{\rho W_m^2} = \frac{c_f'}{2}, \quad (12)$$

где $H = \frac{\delta^*}{\delta^{**}}$.

2. Гидравлический расчет сложного трубопровода

В практике встречаются также сложные трубопроводы комбинированного типа.

Можно выделить три основные группы задач расчета сложных трубопроводов.

1-я задача. «Определение размеров труб по заданным в них расходам и перепадам напоров в питателях и приемниках».

2-я задача. «Определение перепадов напоров в питателях и приемниках по заданным расходам в трубах заданных размеров».

3-я задача. «Определение расходов в трубах заданных размеров по известным перепадам напоров».

Встречаются также задачи смешанного типа.

Для решения этих задач составляется система уравнений, которая устанавливает функциональные связи между параметрами, характеризующими потоки жидкости в трубах, т.е. между размерами труб, расходами жидкости и напорами. Эта система включает:

- 1) уравнение баланса расходов для каждого узла;
- 2) уравнение баланса напоров (уравнений Бернулли) для каждой ветви трубопровода.

1. Допущения для решения систем уравнений.

1) Обычно сложные трубопроводы являются длинными, в уравнениях Бернулли можно пренебрегать скоростными напорами.

2) Можно, принимать полный напор потока в каждом расчетном сечении трубопровода практически равным гидростатическому и выражая его высотой пьезометрического уровня над принятой плоскостью сравнения.

3) В сложных трубопроводах можно пренебрегать относительно малыми местными потерями напора в узлах.

Эти допущения упрощают расчеты, поскольку позволяет считать одинаковыми напоры потоков в концевых сечениях труб, примыкающих к данному узлу, и использовать в уравнениях Бернулли понятие напора в данном узле.

Потери напора в трубах выражаются формулой

$$\Sigma h = \left(\lambda_i \frac{l_i}{d_i} + \sum_k \xi_{ik} \right) \frac{v_i^2}{2g}$$

которую для расчета можно привести к виду

$$h_{\Sigma} = 0,0827 \lambda_i \frac{l_i}{d_i^5} Q_i^2$$

$$Li = l_i + l_{i\gamma}, \text{ здесь } l_{i\gamma} = \sum_k \xi_{ik} d_i / \lambda_i ,$$

где l_i и d_i - длина и диаметр трубы, ξ_{ik} — коэффициент местного сопротивления, V_i - средняя скорость потока в трубе, λ_i - коэффициент сопротивления трения, L_i - приведенная длина трубы (учитывает местные сопротивления с помощью их эквивалентных длин $l_{iэ}$, $L_i = l_i + l_{iэ}$, здесь $l_{iэ} = \sum_k \xi_{ik} d_i / \lambda_i$).

Числовой множитель в формуле (1) равен $16/(\pi^2 * 2g)$, где g - ускорение свободного падения выражено в m/c^2 .

Конкретный вид системы расчетных уравнений и способы ее решения определяются типом сложного трубопровода и характером поставленной задачи. Для получения однозначного решения система расчетных уравнений должна быть замкнутой, т.е. число независимых неизвестных в ней должно быть равно числу уравнений.

2. Трубопроводы с параллельными ветвями.

В таких трубопроводах разветвленные участки состоят из нескольких труб, соединяющих два данных узла.

Общая схема трубопровода с параллельными ветвями (рис. 2) включает питатель, трубу, подводящую жидкость к разветвленному участку, параллельные трубы на разветвленном участке, трубу, отводящую жидкость от разветвленного участка, приемник.

В частных случаях некоторые элементы этой схемы могут отсутствовать.

Уравнение баланса расходов в узле А

$$Q = Q_1 + \dots + Q_i + \dots + Q_n, \quad (13)$$

где индекс i относится к любой из параллельных труб.

Уравнение баланса расходов в подводящей и отводящей магистралях

$$Q = Q_{подв} = Q_{отв}$$

- расход в подводящей и отводящей трубах (магистральный расход).

В соответствии с допущением 1: в длинных трубах скоростными напорами можно пренебрегать.

Потеря напора в каждой из параллельных труб одинакова и практически равна разности h пьезометрических уровней в узлах (рис. 2):

$$h_{n1} = \dots = h_{ni} = \dots = h_{nn} = h \quad (14).$$

Рассмотрим более подробно уравнение баланса расходов и напоров в параллельном соединении.

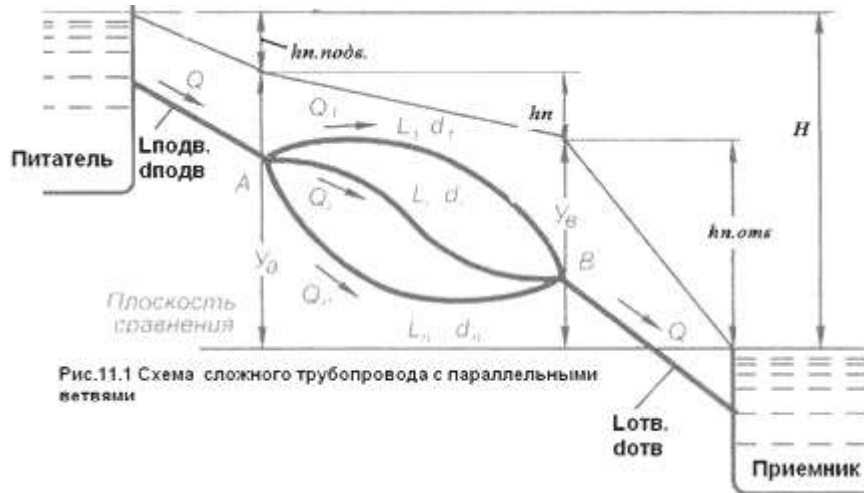


Рис.11.1 Схема сложного трубопровода с параллельными ветвями

Рис.2 Схема сложного трубопровода

Составляя уравнения Бернулли для каждой из труб, получаем уравнения баланса напоров из системы трех уравнений

$$H - y_A = h_{n.под}$$

$$\{ y_A - y_B = h_n \text{ (уравнения Бернулли для параллельных труб)} \quad (15)$$

$$y_B = h_{n.отв}$$

где H — напор трубопровода - перепад напоров в питателе и приемнике; y_A и y_B — напоры в узлах А и В, отсчитанные от уровня в приемнике.

Сравнивая уравнения Бернулли, записанные для параллельных труб, приходим к соотношению

$$h_{n1} = \dots = h_{ni} = \dots = h_{nm} \quad (16)$$

Это соотношение показывает, что потери напора в параллельных трубах равны между собой. Следовательно, потеря напора в разветвленном участке между узлами равна потере напора в любой из параллельных труб, соединяющей эти узлы.

Суммирование потерь напора в последовательно расположенных участках сложного трубопровода (подводящая труба, разветвленный участок, отводящая труба) приводит к соотношению, которое называется балансом напоров в сложном трубопроводе с параллельными ветвями.

$$H = h_{п.подв} + h_{пп} + h_{п.отв} = h_{п.подв} + h_{ni} + h_{п.отв} \quad (17)$$

Таким образом, система расчетных уравнений с учетом формулы (1) может быть приведена к системе вида

$$\begin{cases} Q = Q_1 + \dots + Q_i + \dots + Q_n \\ h_1 = 0,0827 \lambda_1 \frac{L_1}{d_1^5} Q_1^2 = h_{ni} = 0,0827 \lambda_i \frac{L_i}{d_i^5} Q_i^2 = h_n = 0,0827 \lambda_n \frac{L_n}{d_n^5} Q_n^2 \\ H = 0,0827 \lambda_{подв} \frac{L_{подв}}{d_{подв}^5} Q_{подв}^2 + 0,0827 \lambda_i \frac{L_i}{d_i^5} Q_i^2 + 0,0827 \lambda_{отв} \frac{L_{отв}}{d_{отв}^5} Q_{отв}^2 \end{cases} \quad (18)$$

Поскольку в длинных трубах скоростными напорами мы пренебрегаем, потеря напора в каждой из параллельных труб практически равна разности h пьезометрических уровней в узлах: $h_{n1} = \dots = h_{mi} = \dots = h_{m2} = h$.

Система уравнений (18) позволяет решить любую из сформулированных выше задач.

3. Приемы решения системы уравнений.

1. Решение этой системы (18) выполняют методом последовательных приближений, так как, не зная размеров труб или идущих по ним расходов, нельзя точно определить коэффициенты сопротивления λ_i , ξ_{ik} в этих трубах. Для решения в первом приближении принимают, что в трубах имеет место квадратичный закон сопротивления. Значения λ_i и ξ_{ik} определяются только относительной шероховатостью труб.

2. Решив уравнения с выбранными значениями коэффициентов сопротивлений и определив искомые величины, повторяют решение во втором приближении, пользуясь более точными значениями и результатами первого приближения. Приближения повторяют до близкого совпадения (5-7%) результатов. Обычно уже второе приближение оказывается достаточно точным.

3. При аналитическом решении системы уравнений (18) удобно заменить пучок параллельных труб одной эквивалентной трубой, которая пропускает весь расход, проходящий через параллельные трубы, при потерях напора, равных потерям напора на разветвленном участке.

Размеры эквивалентной трубы (диаметр d и длина L) связаны с размерами параллельных ветвей соотношением

$$\sqrt{\frac{d^5}{\lambda_3 L_3}} = \sum_i^n \sqrt{\frac{d_i^5}{\lambda_i L_i}} \quad (19)$$

(При этом d и λ можно выбрать, как средние величины, или, как d и λ в подводящей или отводящей ветвях, а L найти.)

4. При расчете этим способом схема трубопровода с параллельными ветвями приводится к схеме простого трубопровода, в который эквивалентная труба входит как один из последовательных участков.

3. Совместная работа насосов и трубопроводов.

Совместная работа насосов и трубопровода связана следующими зависимостями:

$$H = f(Q);$$

$$h_6 = f(Q-q); h_w = f(Q),$$

где H — напор насоса

Q — подача воды насосом;

H — уровень воды в баке водонапорной башни;

q — расход воды в системе;

h_w — гидравлическое сопротивление коммуникаций насосной станции, водоводов и сети.

Аналитический расчет режимной точки работы насоса довольно трудоемкий процесс, так как приходится оперировать четырьмя переменными величинами, которые находятся между собой в функциональной зависимости.

При расчете системы «насос — водопроводная сеть» используют метод последовательного приближения или производят расчет на электронно-вычислительных машинах. Однако эти вычисления не дают наглядности, анализ работы насоса весьма затруднен.

В практике проектирования и анализа режимов работы насосов широко применяется метод графо-аналитического расчета совместной работы системы «насосы—сеть».

Требуемый напор для подачи воды потребителю

$$H = H_{\text{ст}} + h_{\text{вс}} + h_{\text{н}} + h_{\text{тр}} - h_w$$

$$+ h_{\text{н}} + h_{\text{тр}} - h_w$$

$$- h_w$$

где $h_{\text{вс}}$ — потери напора во всасывающей линии;

$h_{\text{н}}$ — потери напора в нагнетательной линии от насоса до точек присоединения водоводов; $h_{\text{тр}}$ — потери напора в водоводах и сети.

Потери $h_{\text{н}}$ и $h_{\text{тр}}$, как правило, объединяют, т. е. $h_n = h_{\text{н}} + h_{\text{тр}}$.

Насосы в системе работают в соответствии с характерной для них зависимостью между Q и H , т. е. график работы насоса определяется его рабочей характеристикой $Q—H$. Для построения графической характеристики $Q—H_{\text{тр}}$ системы подачи и распределения воды воспользуемся известными уравнениями гидравлики.

Потери напора в трубопроводах складываются из потерь на преодоление трения при движении жидкости по трубопроводу h_i и потерь на преодоление сопротивлений в его фасонных частях (местных сопротивлений).

Для определения потерь напора по длине трубопровода при построении его характеристики $Q—H_{\text{тр}}$ удобно воспользоваться формулой

$$h = SQ^2,$$

где h — сопротивление, трубопровода; S — $S_{\text{ол}}$ ($S_{\text{ол}}$ — удельное сопротивление).

На основании исследований, проведенных во ВНИИ ВОДГЕО, рекомендуется к потерям напора в местных сопротивлениях вводить коэффициент запаса, который принимается для всасывающих коммуникаций 1,5 м, а для напорных 3 м.

В напорных водоводах и в наружных водопроводных сетях обычно определяют только потери напора на трение по длине трубопровода, так как

местные потери в фасонных частях и арматуре в этих сетях относительно малы. Однако последние исследования показали, что местные сопротивления следует учитывать, принимая их в размере 5—10% потерь по длине.

При построении графической характеристики $Q-h_{тр}$ сложной системы «водоводы — сеть» удобнее пользоваться формулой

$$h = H + (S_B + S_C)Q^2,$$

сопротивление водовода и соответственно приведенное сети.

Напор насоса можно выразить как функцию расхода:

$$H = H_{СТ} + h_{ВС} Q^2 + S_H Q^2 H - S_{bc} Q^2 - H_{сх} S_H Q^a,$$

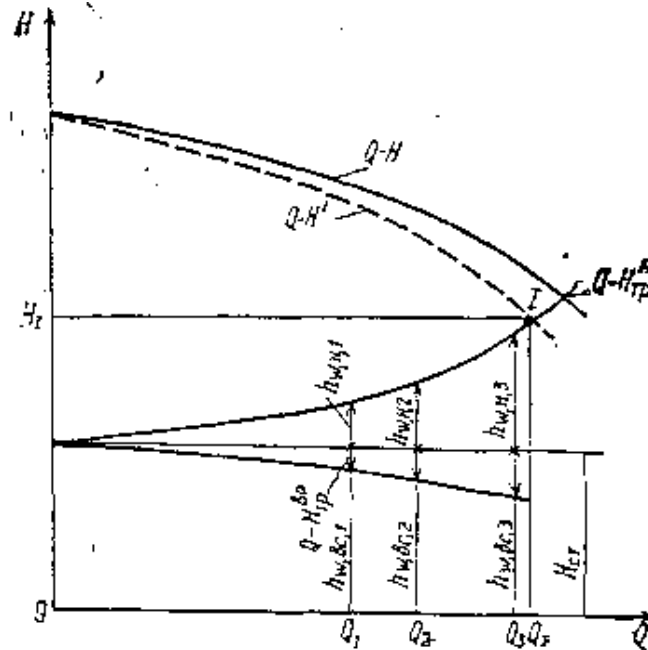


Рис. 3 Определение режимной точки работы системы

Приведенные сопротивления всасывающего и напорного трубопроводов.

Откуда следует, что напор в нагнетательном трубопроводе равен напору, развиваемому насосом и уменьшенному на величину потерь во всасывающем трубопроводе.

Определение отметки оси насосной станции

Нормами рекомендуется устанавливать насосы в насосных станциях водоотведения под залив. Это облегчает запуск насосов и упрощает схему автоматизации насосной станции. Для этого корпуса насосов располагают на 0,3—0,4 м ниже отметки уровня жидкости в приемном резервуаре, при котором включается в работу первый насос.

Включение насосов проектируется автоматическим в зависимости от притока сточной жидкости. Если после включения одного (первого) насоса уровень воды в резервуаре повышается, включается второй насос.

Уровни включения и отключения первого, второго и n -го насосов (ступеней) располагаются на 0,2 м один выше другого (рис.4).

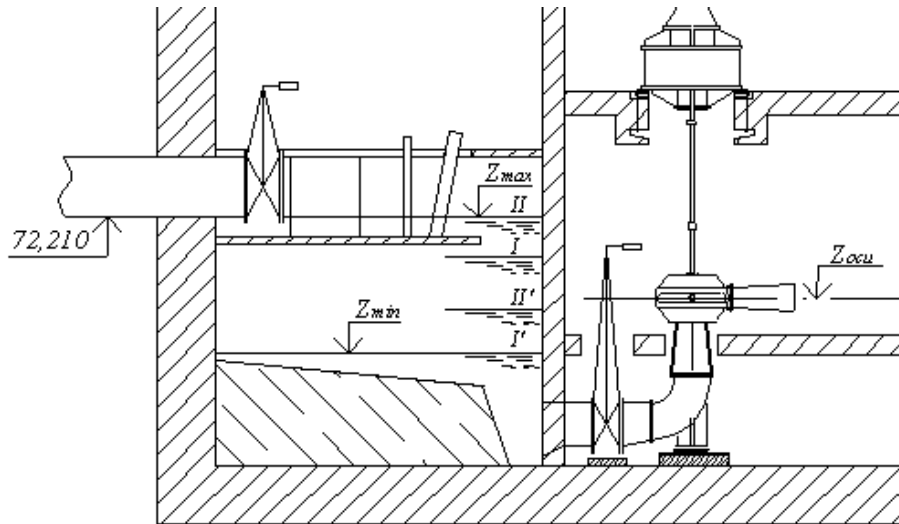


Рис.4 Схема к определению оси насоса.

Таким образом, минимальный уровень воды в приемном резервуаре при включении насосов:

$$Z_{\text{вкл}} = Z_{\text{тах}} - 0,2 (n - 1) \quad (20)$$

где $Z_{\text{вкл}}$ – отметка включения в работу первой ступени откачки;

$Z_{\text{тах}}$ – отметка максимального уровня воды в приемном резервуаре (принимается равной отметке лотка подводящего коллектора);

n — число рабочих насосов.

$$Z_{\text{вкл}} = 72,21 - 0,2 (2 - 1) = 72,01 \text{ м}$$

Отметка оси насоса определяется по формуле:

$$Z_{\text{оси}} = Z_{\text{вкл}} - 0,4 = 72,01 - 0,4 = 71,61 \text{ м} \quad (21)$$

Минимальную отметку уровня сточных вод принимаем на 2,5 м ниже максимального уровня:

$$Z_{\text{мин}} = 72,21 - 2,5 = 69,71 \text{ м} \quad (22)$$

При этом геометрическая высота всасывания при $Z_{\text{мин}}$ не должна превышать геометрическую высоту всасывания.

Геометрическая высота всасывания определяется по формуле [м]:

$$H_{\text{ге}} = \frac{P_a}{\rho g} - \frac{P_n}{\rho g} - \sum h_{\text{ec}} - \Delta h_{\text{д}}$$

где P_a – барометрический напор в данной местности, при н.у. равен 10 м.вод.ст.

$$\frac{P_n}{\rho g}$$

$\frac{P_n}{\rho g}$ – напор паров жидкости в корпусе насоса, при $t = 20^\circ\text{C}$ равен 0,24 м.вод.ст.

$\Delta h_{\text{д}}$ – допустимый кавитационный запас, принимаем максимальным по графику для рассматриваемой режимной точки.

$\sum h_{ec}$ – потери напора во всасывающей линии. Относим всасывающую линию к коротким трубопроводам, т.е. линейными потерями напора пренебрегаем: $\sum h_{ec} \approx h_{ec}^M$

Местные потери напора определяем по формуле:

$$h_{ec}^M = \sum \xi \cdot \frac{U^2}{2g} \quad (23)$$

где U – средняя скорость потока сточных вод во всасывающем трубопроводе;

$\sum \xi$ – суммарный коэффициент местных потерь:

$$\sum \xi = \xi_{воронки} + \xi_{полено} + \xi_{заде.} + \xi_{переход} + \xi_{труб}. \quad (24)$$

$$\xi_{воронки} = 0,1 \div 0,2; \quad \xi_{полено} = 0,5 \div 0,6; \quad \xi_{заде.} = 0,5 \div 1; \quad \xi_{переход} = 0,1; \quad \xi_{труб.} = 0,5$$

$$\sum \xi = 1,7 \div 2,4, \text{ принимаем } \sum \xi = 2$$

$$h_{ec}^M = 2 \cdot \frac{1,214^2}{2 \cdot 9,81} = 0,15 \text{ м}$$

$$H_{ze} = 10 - 0,24 - 0,15 - 6,5 = 3,11 \text{ м} > Z_{оси} - Z_{min} = 71,61 - 69,71 = 1,9 \text{ м}$$

– кавитации не возникнет.

4. Графический метод решения системы уравнений для трубопровода с заданными размерами.

Последовательность решения системы уравнения при графическом методе решения.

1. Построение характеристик всех труб с использованием уравнения (1). При построении в зависимости от ламинарного или турбулентного режима движения жидкости в трубе выбирается показатель степени при Q и величина коэффициента λ . При турбулентном течении в трубе ее характеристика является квадратичной параболой; при ламинарном течении в длинной трубе — практически прямой зависимостью. Характеристика представляет собой зависимость потерь напора в трубе от расхода.

1.1 Для турбулентного режима

$$h_{wi} = 0,0827 \lambda_i \frac{L_i}{d_i^5} Q_i^2 = K * Q^2 \quad \text{-парабола,} \quad (25)$$

$$Li = l_i + l_{iэ}, \text{ здесь } l_{iэ} = \sum_k \xi_{ik} d_i / \lambda_i,$$

1.2. Для ламинарного движения Формула Вейсбаха—Дарси

$$h_{mp} = \lambda \frac{l}{d} * \frac{V^2}{2g}$$

где λ - коэффициент потерь на трение в трубе, для ламинарного режима $\lambda_{л} = 64/Re$, скорость через расход: $Q = V \cdot (\pi/4)d^2$, выражение для потерь при ламинарном движении

$$h = \frac{128\nu \cdot l_{расч} \cdot Q}{\pi g d^4} = K \cdot Q \quad (26).$$

Характеристики параллельно работающим ветвей затем суммируют согласно уравнениям (25) и (26), т.е. путем сложения абсцисс кривых (расходов) при одинаковых ординатах (напорах). Полученную в результате такого суммирования характеристику разветвленного участка можно рассматривать как характеристику эквивалентной трубы, заменяющей данные параллельные.

На рис.5 построена характеристика разветвленного участка трубопровода, состоящего из двух параллельных труб. $h_{п1}$ и $h_{п2}$ – графики потерь в параллельных ветвях, построенные по формулам (26).

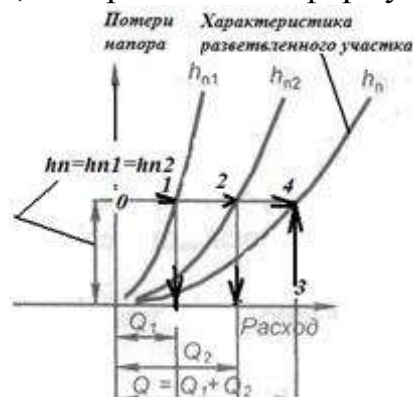


Рис.5 Характеристики параллельного трубопровода

В параллельных ветвях потери равны $h_{п1} = h_{п2}$, следовательно и у разветвленного (эквивалентного) заменяющего их участка трубопровода, потери такие же $h_{п1} = h_{п2} = h_{п}$.

1.3. Откладываем на оси абсцисс величину потерь $h_{п1} = h_{п2} = h_{п}$, точка - 0

1.4 Проводим линию параллельную оси ординат, в точках 1 и 2 получаем значения расходов: Q_1 , Q_2 , суммируем их и получаем точку -3 для построения графика потерь эквивалентного участка, точку - 4. Также строим и другие точки.

Расчет и построение характеристики сложного трубопровода.

Характеристику эквивалентного участка суммируют с характеристиками подводящей и отводящей труб и получают характеристику сложного трубопровода

$$H_{слж} = h_{п.подв} + h_{рз} + h_{п}.$$

1 На график следует нанести характеристики: подводящей, эквивалентной и отводящей магистралей.

2 На оси ординат откладывают величину расхода, выходящего из питателя – Q_1 , точка - 0.

3. По расходу Q_1 определяют потери в подводящем трубопроводе – точка -1, напор - $h_{п.подв}$, в эквивалентном – точка -2 - $h_э$, в отводящем – точка – 3, $h_{п.отв}$.

Сложением ординат (напоров) $h_{п.подв} + h_э + h_{п.отв}$ при одинаковом расходе – Q_1 , получим характеристику сложного трубопровода – точка 4 (рис. 6).

$$h_{слз} = h_{п.подв} + h_э + h_{п.отв}$$

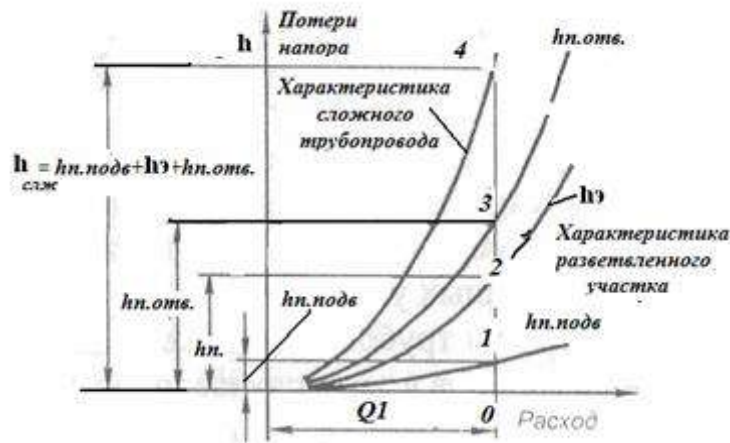


Рис.6 Построение характеристики сложного трубопровода

Остальные точки можно получить при значениях $Q < Q_1$.

Определение потребного напора сложного трубопровода по характеристикам сложного трубопровода по заданному расходу в одной из ветвей, например, подводящей, отводящей или по расходу в одном из параллельных участков.

Для задачи известный расход в одной из параллельных ветвей, например, в первой - Q_1 , нужно отложить на оси абсцисс и через полученную точку А провести вертикаль до пересечения с характеристикой первой ветви, точка В₁. Ордината h_{n1} , точки В₁, выражает потери напора в параллельных ветвях : $h_{n1} = h_{n2}$

Через точку В₁ провести горизонталь до пересечения с характеристикой второй параллельной ветви разветвленного участка, то получим точку В₂, абсцисса которой равна расходу Q_2 .

Складывая расходы, получаем суммарный расход $Q = Q_1 + Q_2$ через параллельный участок.

На пересечении абсциссы Q и ординаты h_p , получаем точку C - это точка совместной характеристики разветвленного участка.

Восстановив вертикаль до пересечения с характеристикой сложного трубопровода, получим точку D , ордината которой выражает искомый потребный напор H .

2. Определение расходов во всех трубах по заданному располагаемому напору определить.

2.1 На оси ординат отложить известный напор H - точка E .

2.2. Через точку E провести горизонталь до пересечения с суммарной характеристикой сложного трубопровода точка - D . Абсцисса этой точки D выражает суммарный расход

$$Q_2 = Q_1 + Q_2.$$

2.3. Через точку D провести вертикаль до пересечения с характеристикой разветвленного участка, ордината полученной точки C будет соответствовать потерям напора в каждой из параллельных ветвей.

2.4 Через точку C провести горизонталь до пересечения с характеристиками ветвей, то получим точки B_2 и B_1 , абсциссы которых являются расходами Q_2 и Q_1 в ветвях.

5. Гидравлические машины.

Гидравлическими машинами называются машины, которые сообщают протекающей через них жидкости механическую энергию (насос), либо получают от жидкости часть энергии и передают ее рабочему органу для полезного использования (гидродвигатель). Насосы и гидромоторы применяют также в гидропередачах, назначением которых является передача механической энергии от двигателя к исполнительному органу, а также преобразование вида и скорости движения последнего посредством жидкости. Гидропередачи по сравнению с механическими передачами (муфты, коробки скоростей, редукторы и т.д.) имеют следующие преимущества.

1. Плавность работы.
2. Возможность бесступенчатого регулирования скорости.
3. Меньшая зависимость момента на выходном валу от нагрузки, приложенной к исполнительному органу.
4. Возможность передачи больших мощностей.
5. Малые габаритные размеры.
6. Высокая надежность.

Эти преимущества привели к большому распространению гидropередач, несмотря на их несколько меньший, чем у механических передач КПД.

Лопастные насосы

В современной технике применяется большое количество разновидностей машин. Наибольшее распространение для водоснабжения населения получили лопастные насосы. Рабочим органом лопастной машины является вращающееся рабочее колесо, снабженное лопастями. Лопастные насосы делятся на центробежные и осевые.

В центробежном лопастном насосе жидкость под действием центробежных сил перемещается через рабочее колесо от центра к периферии.

На рис. 7 изображена простейшая схема центробежного насоса. Проточная часть насоса состоит из трех основных элементов - подвода 1, рабочего колеса 2 и отвода 3. По подводу жидкость подается в рабочее колесо из подводящего трубопровода. Рабочее колесо 2 передает жидкости энергию от приводного двигателя. Рабочее колесо состоит из двух дисков *a* и *б*, между которыми находятся лопатки *в*, изогнутые в сторону, противоположную направлению вращения колеса. Жидкость движется через колесо из центральной его части к периферии. По отводу жидкость отводится от рабочего колеса к напорному патрубку или, в многоступенчатых насосах, к следующему колесу.

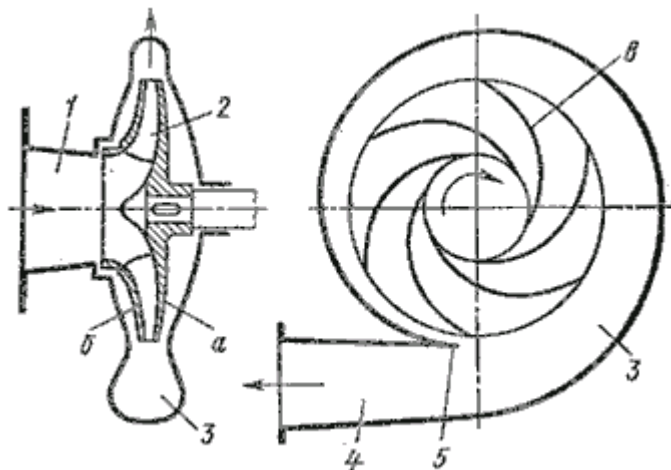


Рис. 7. Схема центробежного насоса

В осевом лопастном насосе жидкость перемещается в основном вдоль оси вращения рабочего колеса (рис.8). Рабочее колесо осевого насоса похоже на винт корабля. Оно состоит из втулки 1, на которой закреплено несколько лопастей 2. Отводом насоса служит осевой направляющий аппарат 3, с помощью которого устраняется закрутка жидкости, и кинетическая энергия ее преобразуется в энергию давления. Осевые насосы применяют при больших подачах и малых давлениях.

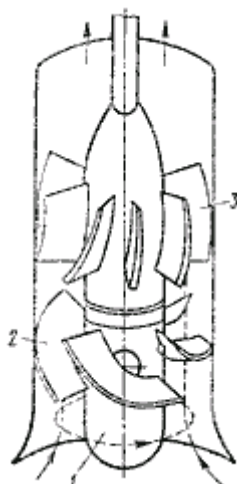


Рис.8. Схема осевого насоса

Осевые насосы могут быть жестколопастными, в которых положение лопастей рабочего колеса не изменяется, и поворотными, в которых положение рабочего колеса может регулироваться.

Поршневые насосы

Поршневые насосы относятся к числу объемных насосов, в которых перемещение жидкости осуществляется путем ее вытеснения из неподвижных рабочих камер вытеснителями. *Рабочей камерой* объемного насоса называют ограниченное пространство, попеременно сообщаемое со входом и выходом насоса. *Вытеснителем* называется рабочий орган насоса, который совершает вытеснение жидкости из рабочих камер (плунжер, поршень, диафрагма).

Классифицируются поршневые насосы по следующим показателям:

- 1) по типу вытеснителей: плунжерные, поршневые и диафрагменные;
- 2) по характеру движения ведущего звена: возвратно-поступательное движение ведущего звена; вращательное движение ведущего звена (кривошипные и кулачковые насосы);
- 3) по числу циклов нагнетания и всасывания за один двойной ход: одностороннего действия; двухстороннего действия.
- 4) по количеству поршней: однопоршневые; двухпоршневые; многопоршневые.

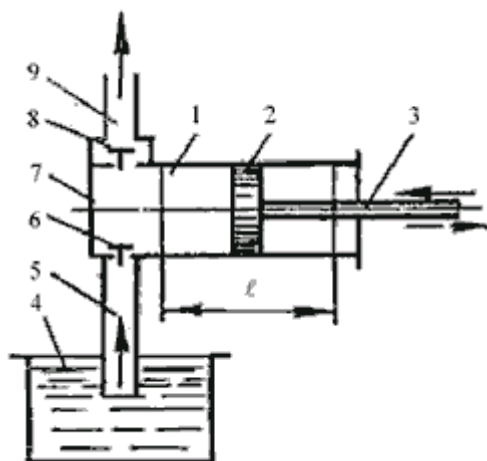


Рис.9. Насос поршневой простого действия

Насос простого действия. Схема насоса простого действия изображена на рис.9. Поршень 2 связан с кривошипно-шатунным механизмом через шток 3, в результате чего он совершает возвратно-поступательное движение в цилиндре 1. Поршень при ходе вправо создает разрежение в рабочей камере, вследствие чего всасывающий клапан 6 поднимается и жидкость из расходного резервуара 4 по всасывающему трубопроводу 5 поступает в рабочую камеру 7. При обратном ходе поршня (влево) всасывающий клапан закрывается, а нагнетательный клапан 8 открывается, и жидкость нагнетается в напорный трубопровод 9.

Так как каждому обороту двигателя соответствует два хода поршня, из которых лишь один соответствует нагнетанию, то теоретическая производительность в одну секунду будет

$$Q_T = \frac{F \ell n}{60} \text{ (м}^3\text{/сек)},$$

где F - площадь поршня, м^2 ;
 ℓ - ход поршня, м ;
 n - число оборотов двигателя, об/мин.

Для повышения производительности поршневых насосов их часто выполняют сдвоенными, строенными и т.д. Поршни таких насосов приводятся в действие от одного коленчатого вала со смещением колен.

Действительная производительность насоса Q меньше теоретической, так как возникают утечки, обусловленные несвоевременным закрытием клапанов, неплотностями в клапанах и уплотнениях поршня и штока, а также неполнотой заполнения рабочей камеры.

Отношение действительной подачи Q к теоретической Q_T называется объемным КПД поршневого насоса:

$$\eta_o = \frac{Q}{Q_T}$$

Объемный КПД - основной экономический показатель, характеризующий работу насоса.

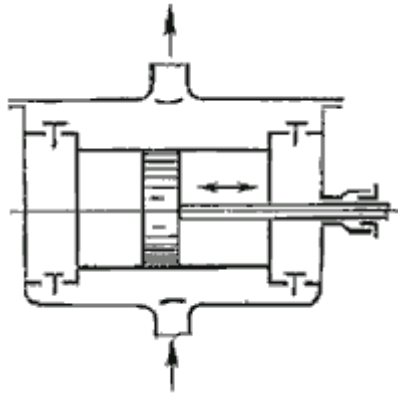


Рис.10. Насос поршневой двойного действия

Насос двойного действия. Более равномерная и увеличенная подача жидкости, по сравнению с насосом простого действия, может быть достигнута насосом двойного действия (рис.10), в котором каждому ходу поршня соответствуют одновременно процессы всасывания и нагнетания. Эти насосы выполняются горизонтальными и вертикальными, причем последние наиболее компактны. Теоретическая производительность насоса двойного действия будет

$$Q_T = \frac{F \ell n}{60} + \frac{(F - f) \ell n}{60} \text{ (м}^3\text{/сек)}$$

где f - площадь штока, м².

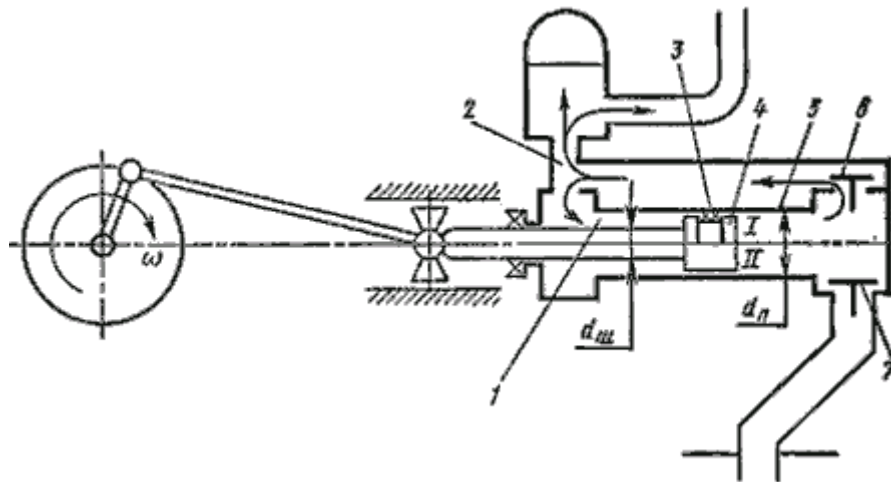


Рис.11. Схема поршневого насоса с дифференциальным поршнем

Дифференциальный насос. В дифференциальном насосе (рис. 11) поршень 4 перемещается в гладко обработанном цилиндре 5. Уплотнением поршня служит сальник 3 (вариант I) или малый зазор (вариант II) со стенкой цилиндра. Насос имеет два клапана: всасывающий 7 и нагнетательный 6, а также вспомогательную камеру I. Всасывание происходит за один ход поршня, а нагнетание за оба хода. Так, при ходе поршня влево из вспомогательной камеры в нагнетательный трубопровод 2 вытесняется объем жидкости, равный $(F - f) l$; при ходе поршня вправо из основной камеры вытесняется объем жидкости, равный $f l$.

Таким образом, за оба хода поршня в нагнетательный трубопровод будет подан объем жидкости, равный

$$(F - f)l + fl = Fl$$

т.е. столько же, сколько подается насосом простого действия. Разница лишь в том, что это количество жидкости подается за оба хода поршня, следовательно, и подача происходит более равномерно.

Индикаторная диаграмма поршневых насосов

Рабочий цикл поршневого насоса может быть графически описан на бумаге специальным прибором - индикатором. График изменения давления в цилиндре за один полный оборот кривошипа называется *индикаторной диаграммой*. На рис. 6 показана такая диаграмма насоса простого действия.

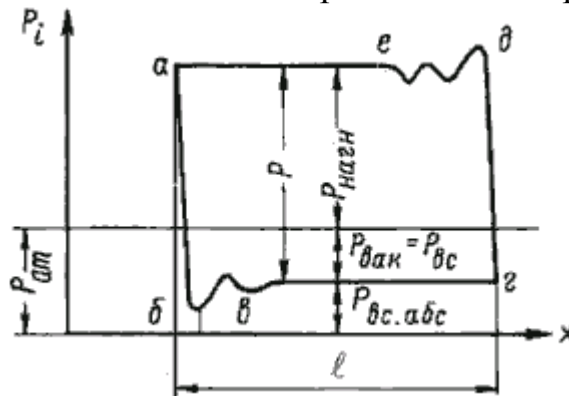


Рис.12. Индикаторная диаграмма

При движении поршня слева направо (см. рис.12) (процесс всасывания) давление в цилиндре насоса резко падает до давления всасывания $P_{вс}$ по линии ab . Из-за податливости стенок цилиндра и сжимаемости жидкости линия ab не вертикальна, а слегка наклонена и переходит затем в волнистую линию bv . Далее на всасывающей линии поддерживается постоянное давление и линия vg остается практически горизонтальной на протяжении всего хода всасывания. При обратном движении поршня (ход нагнетания) давление в цилиндре от $P_{вс}$ поднимается до давления $P_{нагн}$ по прямой gd , наклон которой влево от вертикали объясняется теми же самыми причинами, что и для линии ab . Начало сжатия жидкости сопровождается колебаниями давления в цилиндре (линия de). В дальнейшем давление $P_{нагн}$ остается неизменным на протяжении всего хода нагнетания (линия ea). При повторном рабочем цикле этот график будет повторяться.

Неисправности, возникающие в гидравлической части поршневого насоса изменяют характер индикаторной диаграммы. Анализируя различные индикаторные диаграммы с теми или иными аномалиями, можно безошибочно сказать о неисправности насоса.

Баланс энергии в насосах

Баланс мощности в насосе наглядно можно представить в виде схемы, представленной на рис.13.

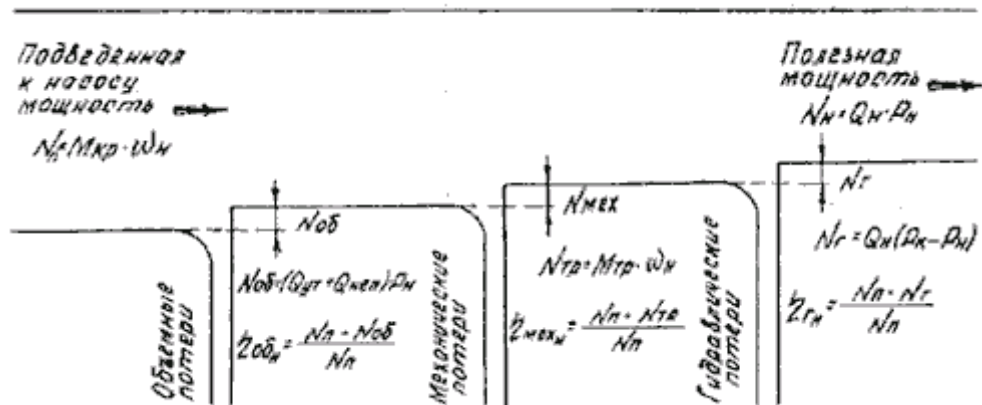


Рис.13. Баланс мощности насоса

Мощность, которая подводится к валу насоса называется *подведенной*. Она равна произведению крутящего момента на валу на его угловую скорость

$$N_{II} = M_{KP} \omega$$

Мощность, которую мы получаем от насоса в виде потока жидкости под давлением называется *полезной мощностью насоса* (в дальнейшем просто мощностью)

$$N_H = Q_H P_H$$

Отношение мощности насоса к подведенной мощности называется *общим КПД насоса*

$$\eta_{\text{общ}} = \frac{N_H}{N_{II}}$$

а разность $N_{II} - N_H = N_{\text{пот}}$ называется потерями мощности в насосе. Потери мощности в насосе делятся на объемные, механические и гидравлические.

Потери мощности на внутренние утечки и неполное заполнение камер насоса

$$N_{\text{об}} = (Q_{\text{ут}} + Q_{\text{нен}}) P_H$$

Объемный КПД насоса определится из соотношения

$$\eta_{\text{об}} = \frac{N_{II} - N_{\text{об}}}{N_{II}}$$

Для современных насосов объемный КПД находится в пределах 0,92...0,96. Значения КПД приведены в технических характеристиках насосов.

Механические КПД характеризует потери на трение в подвижных соединениях между деталями насоса. При относительном перемещении соприкасающихся поверхностей в зоне их контакта всегда возникает сила трения, которая направлена в сторону, противоположную движению. Эта сила расходуется на деформацию поверхностного слоя, пластическое отгеснение и на преодоление межмолекулярных связей соприкасающихся поверхностей.

Мощность, затраченная на преодоление сил трения, определяется

$$N_{тр} = M_{тр}\omega,$$

где $M_{тр}$ - момент трения в насосе;
 ω - угловая скорость вала насоса.

Механический КПД определяется из соотношения

$$\eta_{мех} = \frac{N_{II} - N_{тр}}{N_{II}}$$

Для современных насосов механический КПД также находится в пределах 0,92...0,96.

Гидравлический КПД характеризует потери на деформацию потока рабочей жидкости в напорной камере и на трение жидкости о стенки сосуда. Эти потери примерно на порядок ниже механических потерь на трение и часто в инженерных расчетах не учитываются или объединяются с механическими потерями на трение. В этом случае объединенный КПД называется *гидромеханическим*.

Мощность, затраченная на гидравлические потери, определится

$$N_z = Q_H (P_K - P_H),$$

где P_K - давление в напорной камере насоса;
 P_H - давление в напорной гидролинии на выходе из насоса.

Гидравлический КПД определяется из соотношения

$$\eta_z = \frac{N_{II} - N_z}{N_{II}}$$

Общий КПД насоса равен произведению КПД объемного, гидравлического и механического

$$\eta = \eta_{об} + \eta_{мех} + \eta_z$$

Таким образом, баланс мощности насоса дает представление о потерях, возникающих в насосе, общем КПД и всех его составляющих.

Библиографический список

1. Чугаев Р.Р. Гидравлика (техническая механика жидкости) [Текст]: учебник для вузов. – М.: БАСТЕТ, 2013. – 672 с.
2. Удовин, В.Г. Гидравлика [Электронный ресурс] : учебное пособие / В.Г. Удовин, И.А. Оденба ; Министерство образования и науки Российской Федерации. - Оренбург : ОГУ, 2014. – 132 с. // Режим доступа - <http://biblioclub.ru/index.php?page=book&id=330600>
3. Лапшев Н.Н. Гидравлика [Текст]: учебник / Н.Н. Лапшев. – 3-е изд. – М.: Академия, 2010. – 272 с.