

Государственный комитет РСФСР  
по делам науки и высшей школы

САМАРСКИЙ ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ  
АВИАЦИОННЫЙ ИНСТИТУТ ИМЕНИ АКАДЕМИКА С.П.КОРОЛЕВА

ГИДРАВЛИКА, ЭЛЕМЕНТЫ ГИДРОСИСТЕМ

Методические указания  
к лабораторным работам

Самара 1991

**Составители: В.В.Васильев, М.В.Цыганов, М.Я.Сычев**

**УДК 629.7.015 (75.8)**

**Гидравлика. Элементы гидросистем: Метод.указания к лабораторным работам / Самар .авиацион-т; Сост. В.В.Васильев, М.В.Цыганов, М.Я.Сычев. Самара, 1991. 28 с.**

Лабораторные работы составлены на основе рабочей программы курса гидромеханики. Описание работ позволяет студентам самостоятельно проводить эксперимент, обработке результатов и формулировать выводы по физике процесса.

Предназначены для студентов III курса I и III факультетов. Работа подготовлена на кафедре "Аэрогидродинамика".

**Печатается по решению редакционно-издательского совета Самарского ордена Трудового Красного Знамени авиационного института имени академика С.П.Королева**

**Рецензент канд.техн.наук, доц. В.Н.К р а в ц о в**

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ГИДРАВЛИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ ТРЕНИЯ

Ц е л ь р а б о т ы: ознакомление с методами измерения потерь на трение и определение коэффициента его сопротивления при ламинарном и турбулентном режимах течения жидкости.

### О б щ и е с в е д е н и я

В отличие от случая течения идеальной жидкости при движении реальной жидкости как в трубопроводах (напорное течение), так и в открытых руслах (безнапорное течение) возникают силы сопротивления трения. Эти силы появляются в вязкой среде из-за того, что частицы жидкости тормозятся стенкой и передают это тормозящее влияние соседним слоям. В результате появляются касательные силы сопротивления трения, на преодоление которых расходуется энергия движущейся жидкости. Эту энергию называют потерей напора на трение или потерями напора по длине и обозначают  $h_c$ .

Для определения гидравлических потерь напора по длине рассмотрим установившееся движение жидкости по трубопроводу постоянного поперечного сечения между двумя мерными сечениями 1 и 2, в которых установлены пьезометры. Уравнение Бернулли для этих сечений имеет следующий вид:

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \alpha_1 \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \alpha_2 \frac{v_2^2}{2g} + h_c, \quad (I)$$

где  $z$  - геометрический напор,  $p$  - давление,  $\gamma$  - объемный вес жидкости,  $\alpha$  - коэффициент Кориолиса,  $v$  - средняя скорость движения жидкости,  $g$  - ускорение свободного падения.

Если трубопровод расположен горизонтально ( $Z_1 = Z_2$ ) и имеет постоянные размеры, движение жидкости установившееся ( $\alpha_1 = \alpha_2$  ;  $v_1 = v_2 = v$ ), то уравнение (I) преобразуется к виду

$$h_c = \frac{P_1 - P_2}{\gamma}. \quad (2)$$

Отсюда следует, что на преодоление сил сопротивления расходуется пьезометрический напор, т.е. потенциальная энергия давления.

Экспериментально установлено, что гидравлические потери пропорциональны скоростному напору (формула Вейсбаха)

$$h = \xi \frac{v^2}{2g}, \quad (3)$$

где  $\xi$  - коэффициент гидравлических потерь.

При определении потерь на трение по длине вместо коэффициента гидравлических потерь обычно используют коэффициент сопротивления трения  $\lambda$ , равный коэффициенту гидравлического сопротивления трубопровода, длина которого равна диаметру. Связь между  $\xi$  и  $\lambda$  для трубопровода длиной  $l$  и диаметром  $d$  имеет следующий вид:

$$\xi = \lambda \frac{l}{d}. \quad (4)$$

С учетом (4) формула (3) преобразуется к виду формулы Дарси

$$h_c = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g}. \quad (5)$$

Эта формула справедлива как для ламинарного, так и для турбулентного режимов течения.

Если труба имеет некруглое сечение, то формула (5) имеет вид

$$h_c = \lambda \frac{l}{4R_r} \frac{V^2}{2g}; \quad R_r = \frac{S}{\chi}, \quad (6)$$

где  $R_r$  - так называемый гидравлический радиус;

$S$  - площадь сечения трубы;

$\chi$  - смоченный периметр.

Основная задача гидравлики состоит в определении коэффициентов  $\alpha$ ,  $\xi$  и  $\lambda$  для различных устройств и режимов течения.

Из результатов теоретических исследований ламинарных течений различных жидкостей по трубопроводам получена следующая зависимость, которая очень хорошо подтверждается экспериментальными данными:

$$\lambda = \frac{64}{Re}, \quad (7)$$

где  $Re = \frac{vd}{\nu}$  - число Рейнольдса,  $\nu$  - кинематическая вязкость.

В связи с тем, что до сих пор отсутствуют строгие теории турбулентных течений, в гидравлике для определения  $\lambda$  используют экспериментальные исследования.

Экспериментально установлено, что при турбулентном режиме течения коэффициент сопротивления трения зависит не только от числа Рейнольдса, но и от шероховатости стенок трубы. В турбулентном потоке частицы жидкости, участвуя в общем движении вдоль трубы, одновременно перемещаются и в поперечном направлении по разнообразным и быстро изменяющимся по времени траекториям. Турбулентное течение по внутренней структуре всегда является неустойчивым. Для исследования турбулентного течения жидкости скорость в точке заменяют ее средним по времени значением.

В турбулентном потоке скорость движения жидких частиц непосредственно у стенки равна нулю. В соответствии с этим принято считать, что вблизи стенок существует тонкий ламинарный подслой, толщина которого уменьшается при возрастании числа  $Re$ . В этом слое силы вязкости преобладают над силами инерции, поэтому его назвали вязким подслоем.

Если толщина вязкого подслоя в трубе больше высоты выступов бугорков шероховатости стенок, то получается так называемый режим "гидравлически гладкой" стенки. В этом случае потери напора по длине оказываются практически не зависящими от шероховатости.

Из-за сложности анализа турбулентного режима течения для его описания используют полумпирические приближенные теории.

Зависимость Прандтля (для гладких труб) дает логарифмический закон изменения скоростей в турбулентном потоке:

$$\frac{v}{v_*} = 5,75 \lg \frac{y v_*}{\nu} + 5,5,$$

где  $y$  - расстояние по нормали от стенки трубы до точки, в кото-

рой определяется скорость  $v^*$ ,  $v^* = \sqrt{\frac{\tau_0}{\rho}}$  - скорость трения или динамическая скорость,  $\tau_0$  - касательное напряжение на стенках трубы.

Распределение скоростей при турбулентном режиме более равномерное чем при ламинарном, поэтому коэффициент Корислиса  $\alpha$ , учитывающий неравномерность распределения скоростей, меньше и изменяется с ростом числа  $Re$  от 1,13 до 1,025. Для круглой трубы отношение максимальной скорости в потоке  $v_{max}$  к средней скорости движения соответственно изменяется от 1,35 до 1,13.

Потери напора на трение по длине в турбулентном потоке определяются по формуле Вейсбаха-Дарси (3).

В случае "гидравлически гладких" труб коэффициент гидравлического трения  $\lambda_T$  может быть вычислен по формуле П.К.Конакова

$$\lambda_T = (1,816 \lg Re - 1,5)^{-2}, \quad (8)$$

применяемой в диапазоне от критического числа  $Re_{кр}$  до  $Re$ , равного нескольким миллионам. Можно воспользоваться также формулой Блазиуса

$$\lambda_T = \frac{0,3164}{Re^{0,25}}, \quad 2300 < Re < 10^5. \quad (9)$$

С ростом числа  $Re$  коэффициент  $\lambda_T$  изменяется, но значительно медленнее, чем при ламинарном режиме.

В общем случае коэффициент  $\lambda_T$  зависит от числа  $Re$  и относительной шероховатости трубы  $k/2$ , где  $k$  - высота бугорков шероховатости (рис.1).

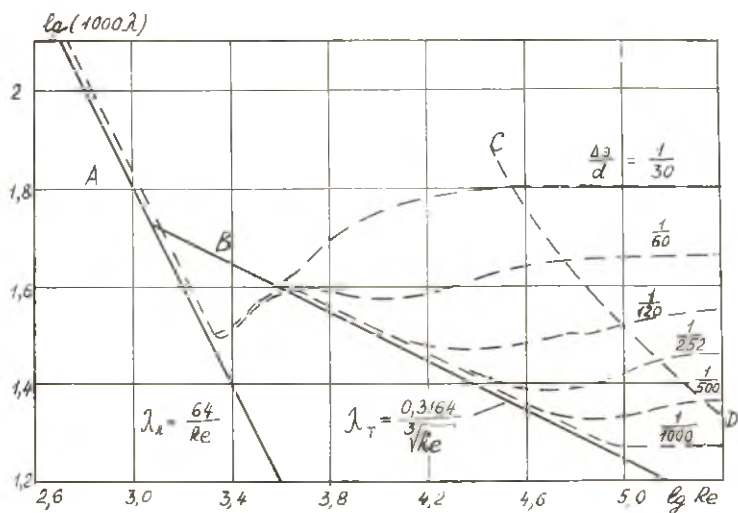
В широком диапазоне изменения числа Рейнольдса в трубах с зернистой шероховатостью можно выделить пять зон (рис.1):

ламинарное течение ( $\lambda = 64/Re$ ). Шероховатость не оказывает влияния на  $\lambda$  (линия А);

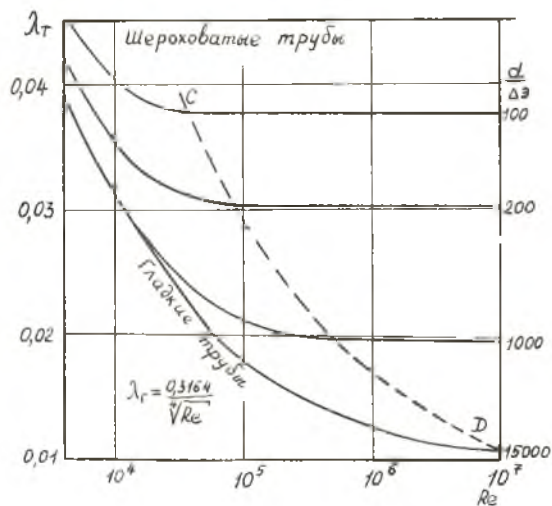
переходный режим. Шероховатость не оказывает влияния ни на  $Re_{кр}$  ни на  $\lambda(Re)$  (пунктирные кривые между линиями А и В);

турбулентное течение ( $\lambda_T = 0,3164 Re^{-0,25}$ ). Шероховатость не оказывает влияния на  $\lambda_T$ . Режим гидравлической гладкости (линия В);

турбулентное течение. Коэффициент сопротивления трения зависит как от числа Рейнольдса, так и от шероховатости стенок трубы (область между линиями В и С);



Р и с. 1. Зависимость  $\lambda_0 (1000\lambda)$  от  $\lg Re$  для труб с искусственной шероховатостью по опытам И.И.Никурадзе



Р и с. 2. Зависимость  $\lambda_a$  от  $Re$  для труб с естественной шероховатостью по опытам Г.А.Мурина

турбулентный режим.  $\lambda_T$  зависит только от шероховатости. Этот режим называют автомодельным (не зависящим от числа Рейнольдса) или режимом квадратичного сопротивления (справа от линии  $CD$ ).

У труб технической шероховатости (высота бугорков шероховатости не одинакова) кривые не имеют столь ярко выраженного характера, и у них практически отсутствует режим гидравлической гладкости. Для них закон изменения  $\lambda_T$  по  $Re$  получается монотонным (рис. 2).

Для практических расчетов по определению сопротивления реальных шероховатых труб можно использовать универсальную формулу А.Д.Альтшуля

$$\lambda_T = 0,11 \left( \frac{\kappa_3}{2z} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}, \quad (10)$$

где  $\kappa_3$  - эквивалентная шероховатость.

При  $Re < 20 \frac{2z}{\kappa_3}$  формула (9) переходит в формулу Блазиуса (8) для гладких труб, а при  $Re > 500 \frac{2z}{\kappa_3}$  - в формулу для вполне шероховатых труб, т.е. для режима квадратичного сопротивления

$$\lambda_T = 0,11 \left( \frac{\kappa_3}{2z} \right)^{0,25}.$$

Экспериментально  $\kappa_3$  определяют следующим образом. Рассматривают квадратичную область сопротивления и опытным путем, пользуясь формулой (3), находят для данной трубы величину  $\lambda_T$ . Затем по формуле (10) вычисляют искомое значение  $\kappa_3$ .

При определении шероховатости трубы в практических расчетах можно ориентироваться на следующие данные:

цельнотянутые трубы из латуни, свинца, меди..... 0-0,002 ;  
 высококачественные бесшовные стальные трубы..... 0,06-0,2 ;  
 стальные трубы..... 0,1-0,5 .

При проведении лабораторной работы необходимо определить коэффициенты потерь на трение при ламинарном и турбулентном режимах течения и сравнить их с теоретической зависимостью (6) и формулой Блазиуса (8) для гидравлически гладких труб.

В связи с тем, что ламинарный режим течения реализуется при очень малых скоростях, движения воды и потери напора также малы, поэтому эксперименты для определения  $\lambda_L$  и  $\lambda_T$  проводятся на различных установках.



## ЛАМИНАРНЫЙ РЕЖИМ ТЕЧЕНИЯ

Описание экспериментальной установки. Схема установки приведена на рис. 3. Установка состоит из расходного бака 1, подключенного к водопроводу через вентиль 2 и снабженного магистралью перелива 3. Мерный участок трубопровода 6 длиной 120 см подключен к расходному баку через трубку Вентури 4 и участок для стабилизации течения 5, длина которого больше длины начального участка течения. Этот участок необходим для того, чтобы на мерном участке профиль скорости был развитым и не изменялся по его длине. К концам мерного участка подключены пьезометры. За мерным участком расположен вентиль 7, служащий для управления расходом воды. Величина расхода определяется с помощью трубки Вентури, которая для повышения чувствительности прибора подключена к двухжидкостному манометру. Объемный расход определяется с помощью графика  $Q = Q(\Delta h_{\text{в}})$ , прилагаемого к трубке Вентури, по разности показаний двухжидкостного манометра  $\Delta h_{\text{в}} = h_{1\text{в}} - h_{2\text{в}}$ .

### П о р я д о к п р о в е д е н и я э к с п е р и м е н т а

1. Открыть вентиль заполнения расходного бака. После заполнения бака отрегулировать подачу воды таким образом, чтобы расходы из сети и сливной магистрали были одинаковыми и уровень воды в баке не изменялся.

2. Открыть расходный вентиль и установить такой расход, при котором разность показаний двухжидкостного манометра, подключенного к трубке Вентури, находилась бы в пределах 2–4 см.

3. После установления режима (когда перестанут меняться показания пьезометров) записать показания двухжидкостного манометра  $h_{1\text{в}}$  и  $h_{2\text{в}}$  и пьезометров, подключенных к мерному участку трубопровода  $h_1$  и  $h_2$ .

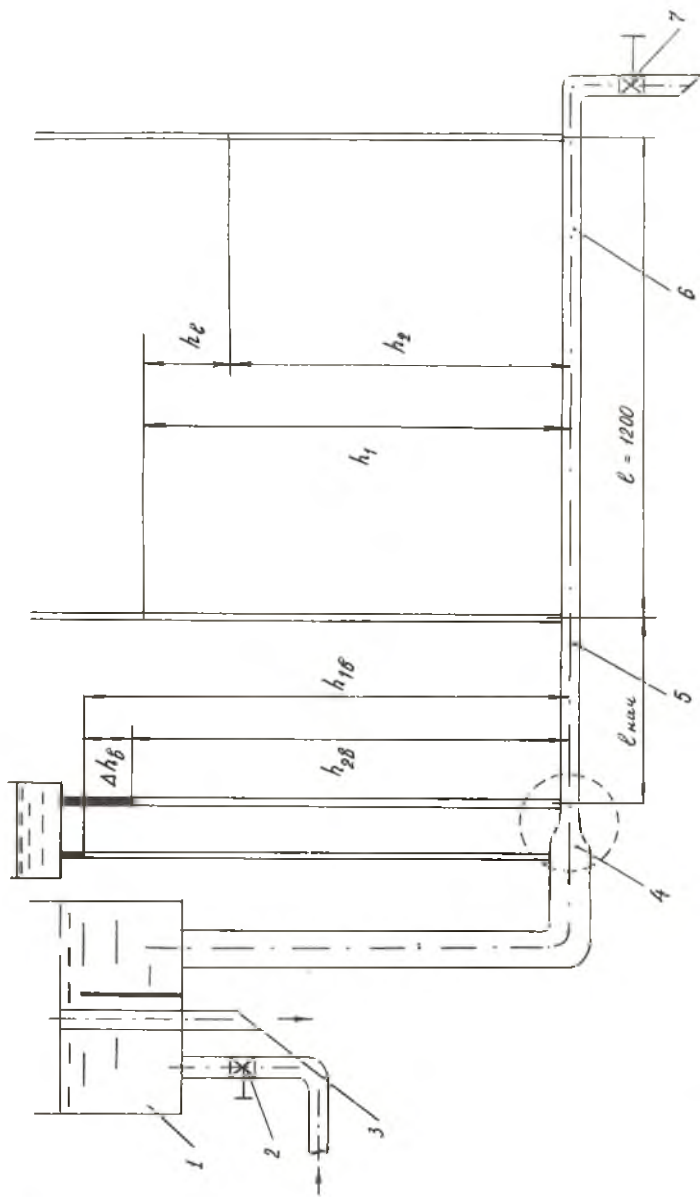
4. Увеличить расход воды таким образом, чтобы разность показаний двухжидкостного манометра увеличилась на 4–6 см.

5. Повторить пп. 3, 4 для 5–7 значений расходов.

6. Замерить и записать температуру воды в расходном баке.

7. Закрыть расходный вентиль 7.

8. Закрыть вентиль 2.



Р и с. 3. Схема установки для определения потерь на трение при ламинарном режиме течения

Обработка результатов  
экспериментов

С помощью тарировочной кривой  $Q = Q(\Delta h_{\text{г}})$  по значениям (см)

$$\Delta h_{\text{г}} = h_{1\text{г}} - h_{2\text{г}}$$

определяется объемный расход для каждого эксперимента.

По расходу вычисляется средняя скорость движения воды по трубопроводу (см/с)

$$v_{\text{ср}} = \frac{4Q}{\pi d^2}$$

где  $d = 0,4$  см - диаметр трубопровода.

По измеренной температуре воды находится значение кинематического коэффициента вязкости  $\nu$  (см<sup>2</sup>/с) и число Рейнольдса

$$Re = \frac{v_{\text{ср}} d}{\nu}$$

Вычисляются потери напора на трение по формуле (2), записанной в виде

$$h_{\text{г}} = h_1 - h_2,$$

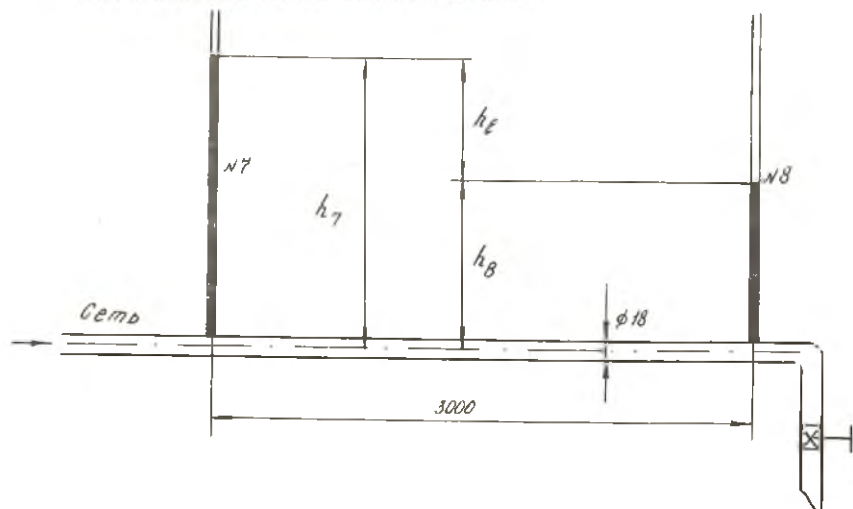
а затем по формуле Дарси (5) определяется коэффициент сопротивления трения для ламинарного режима течения

$$\lambda_{\text{л}}^3 = h_{\text{г}} \frac{d}{l} \frac{2g}{v_{\text{ср}}^2}$$

Протокол эксперимента и результаты расчета оформить в виде таблицы, имеющей следующие колонки: № п/п;  $h_{1\text{г}}$ ;  $h_{2\text{г}}$ ;  $h_1$ ;  $h_2$ ;  $\Delta h_{\text{г}}$ ;  $Q$ ,  $\frac{\text{см}^3}{\text{с}}$ ;  $v$ ,  $\frac{\text{см}}{\text{с}}$ ;  $Re$ ;  $h_{\text{г}}$ , см;  $\lambda_{\text{л}}^3$ ;  $\lambda_{\text{л}}^T$ .

После выполнения расчетов построить графики  $100 \lambda_{\text{л}}^3 (Re)$  и  $100 \lambda_{\text{л}}^T (Re)$  по формуле (7).

Описание экспериментальной установки. Установка (рис. 4) пред-



Р и с. 4. Схема установки для определения потерь на трение при турбулентном режиме течения

ставляет собой участок трубы длиной 300 см, подключенной к водопроводной сети. К концам мерного участка подключены пьезометры №7 и №8. Определение расхода воды через мерный участок производится объемным методом.

#### П о р я д о к   п р о в е д е н и я   э к с п е р и м е н т а

1. Открыть расходный вентиль и установить такой расход, чтобы разность показаний пьезометров №7 и №8 составляла 15–25 см.
2. После установления режима записать показания пьезометров  $h_7$  и  $h_8$ .
3. Замерить расход воды объемным методом. Записать объем воды в мерной емкости  $W$  (см<sup>3</sup>) и время ее заполнения  $\tau$  (с).
4. Замерить и записать температуру воды  $t$  (°C).

5. Пп. 2,3 и 4 повторить 8-9 раз, увеличивая каждый раз разность показаний пьезометров №7 и №8 на 20-30 см.

6. Закреть расходный вентиль.

Обработка результатов экспериментов аналогична описанной для случая ламинарного режима. Разница только в определении расхода. В данном случае расход определяется по формуле

$$Q = \frac{W}{\tau}.$$

Протокол эксперимента и результаты расчетов оформить в виде таблицы, имеющей следующие колонки:  $N^{\circ} \text{ п/п}; h_7; h_8; W, \text{ см}^3;$   
 $\tau, \text{ с}; t, \text{ с}; Q, \frac{\text{см}^3}{\text{с}}; v_{\text{ср}}, \frac{\text{см}}{\text{с}}; \nu, \frac{\text{см}^2}{\text{с}}; Re; k_c; \lambda_{\text{п}}^2; \lambda_{\text{т}}^{\text{T}}.$

Построить графики  $100 \lambda_{\text{п}}^2(Re)$  и  $100 \lambda_{\text{т}}^{\text{T}}(Re)$  совместно с предыдущими графиками.

## ХАРАКТЕРИСТИКИ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

Ц е л ь р а б о т ы: построение основных характеристик центробежного насоса (ЦБН) - зависимостей напора, мощности и коэффициента полезного действия от производительности (подачи) насоса.

### О б щ и е с в е д е н и я

Н а с о с о м называется гидравлическая машина, транспортирующая жидкость посредством увеличения ее энергии (напора). С физической точки зрения работа насоса заключается в том, что он преобразует механическую энергию привода в гидравлическую энергию движущейся жидкости. Энергия, которую приобретает в насосе единица весового расхода жидкости, имеет линейную размерность и представляет собой напор, создаваемый насосом. Применив уравнение Бернулли к сечениям непосредственно на входе в насос (параметры с индексом "1") и на выходе из него (параметры с индексом "2"), получаем выражение для напора, создаваемого насосом

$$H_{\text{нас}} = \left( z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \alpha_1 \frac{v_1^2}{2g} \right) - \left( z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \alpha_2 \frac{v_2^2}{2g} \right).$$

Так как линейные размеры насоса сравнительно невелики, то можно считать  $z_1 \approx z_2$ . Кроме того, в данной установке диаметры входного и выходного патрубков одинаковы, в силу чего  $v_1 = v_2$ ; т.к. режим турбулентный, то  $\alpha_1 = \alpha_2 \approx 1$ .

Тогда выражение для напора, создаваемого насосом, преобразуется к виду

$$H_{\text{нас}} = \frac{p_{\text{нас}}}{\gamma} = \frac{p_2 - p_1}{\gamma}, \quad (I)$$

где  $p$  - абсолютное давление в соответствующем сечении,  $\gamma$  - объемный вес рабочей жидкости.

Полезной мощностью насоса называется энергия, которую он сообщает потоку жидкости в единицу времени. Тогда по определению

$$N = \gamma Q H_{нас}, \quad (2)$$

где  $Q$  - подача насоса,  $m^3/c$ .

Полную мощность  $N_n$ , потребляемую насосом, определим как мощность на валу привода насоса

$$N_n = M \omega, \quad (3)$$

где  $M$  - крутящий момент на валу привода насоса,  $H \cdot m$ ;

$\omega = 2\pi n_c$  - угловая скорость вращения, рад/с;

$n_c$  - число оборотов в секунду вала привода,  $1/c$ .

Величину  $N_n$  можно определить также через мощность, потребляемую приводом  $N_{пр}$ , и КПД последнего

$$N_n = N_{пр} \eta_{пр}. \quad (4)$$

Экономичность работы насоса, как любой машины, определяется значением КПД насоса  $\eta$ , который определяется как отношение полезной мощности  $N$ , развиваемой насосом, к полной мощности  $N_n$ .

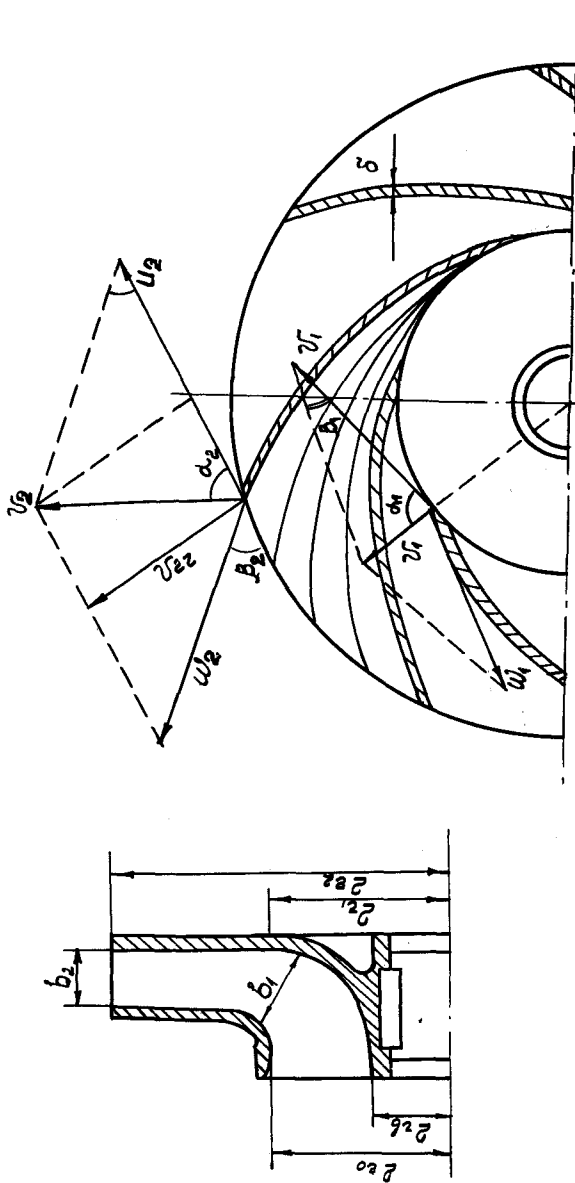
Находим

$$\eta = \frac{N}{N_n} = \frac{\gamma Q H_{нас}}{M \omega} \quad (5)$$

или

$$\eta = \frac{\gamma Q H_{нас}}{N_{пр} \eta_{пр}}. \quad (6)$$

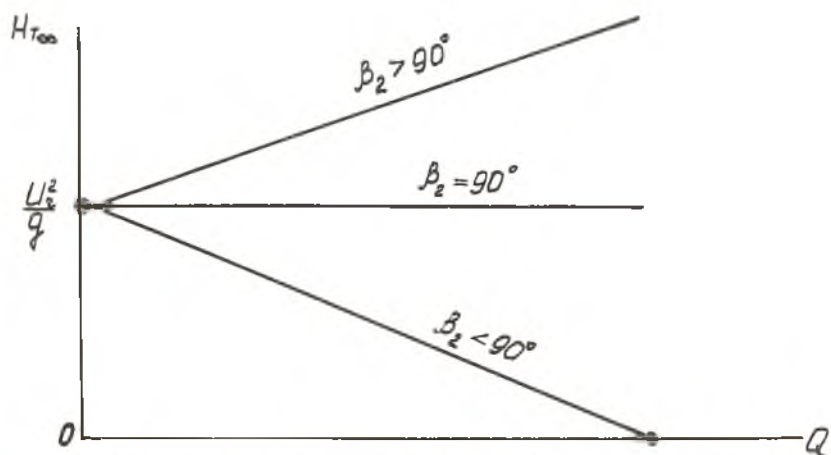
На рис. 1, 2 даны схемы течения жидкости через рабочее колесо ЦБН. На рис. 1  $\delta_1$  - ширина лопатки на входе и  $\delta_2$  - ее ширина на выходе рабочего колеса. На рис. 2 изображены параллелограммы скоростей частиц жидкости на входе и выходе из рабочего колеса ЦБН:  $\alpha_1$  и



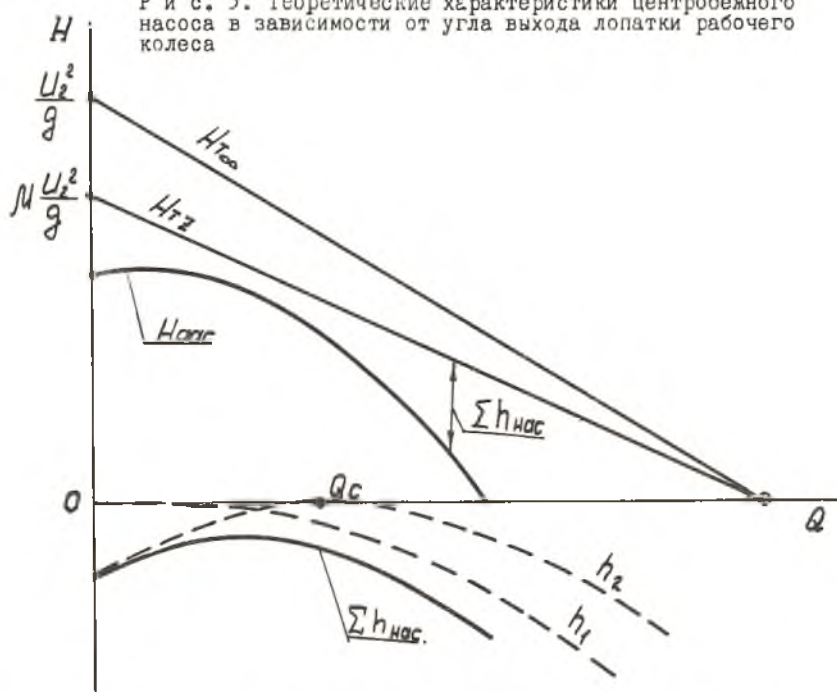
Р и с. 2. Схема течения жидкости через рабочее колесо

Р и с. 1. Меридиональные сечения рабочего колеса центростремного насоса





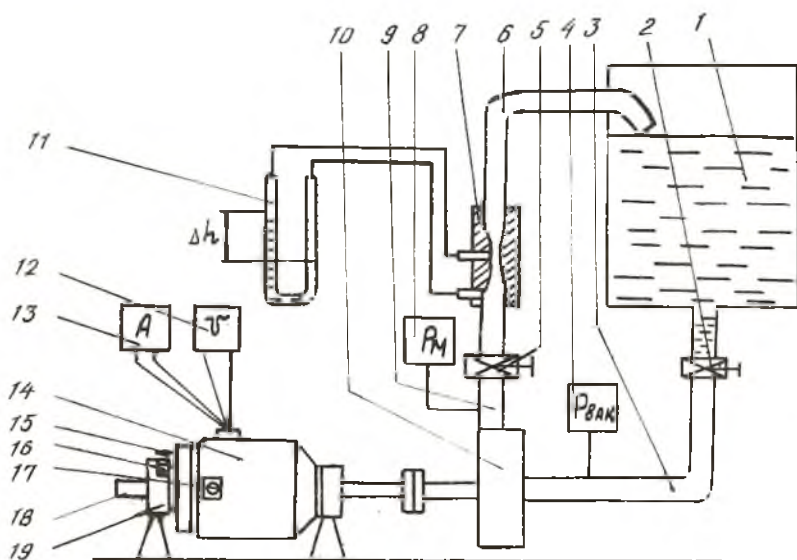
Р и с. 3. Теоретические характеристики центробежного насоса в зависимости от угла выхода лопатки рабочего колеса



Р и с. 4. Построение практической характеристики центробежного насоса

$\alpha_2$  - углы входа и выхода частиц жидкости;  $v_1, v_2$  - абсолютные скорости,  $\omega_1, \omega_2$  - относительные скорости;  $u_1, u_2$  - переносные скорости. На рис. 4 изображены кривые потерь в насосе на трение ( $h_1$ ), на вихреобразование ( $h_2$ ), а также суммарные потери ( $\Delta h_{нас}$ ) и  $\mu$  - коэффициент, учитывающий конечность числа лопаток.

Описание экспериментальной установки. Установка для снятия характеристик ЦБН (рис.5) состоит из напорного бака I, магистрали всасы-



Р и с. 5. Схема установки

вания 3, в которую врезан регулировочный вентиль 2 и непосредственно перед входом в ЦБН 10 подключен вакуумметр 4.

В напорную магистраль 9 на выходе из насоса подключен манометр 8, далее поставлен регулировочный вентиль 5 и расходомерное устройство (трубка Вентури) 7, к которой подсоединен U-образный манометр II. Сливная магистраль 6 замыкает цепь "бак-насос-бак".

Приводом для насоса служит электродвигатель постоянного тока 14, корпус которого закреплен на специальных опорных подшипниках 19 таким

образом, что мотор может свободно проворачиваться относительно оси вала на некоторый угол, который определяется смещением стрелки I5 относительно шкалы I6. В исходном положении (при включенном двигателе) стрелка I5 показывает "0" на шкале I6. При работе насоса на валу двигателя возникает момент, при котором корпус двигателя поворачивается на некоторый угол. С помощью подвижного груза на рычаге, который устанавливается в гнездо I7 на корпусе двигателя, можно создать противомoment, возвращающий корпус двигателя в исходное положение. Зная величину груза  $F_H$  и длину плеча  $L_M$ , величину момента на валу двигателя можно определить как

$$M = F L. \quad (7)$$

Вал двигателя имеет выход I8, на котором с помощью тахометра определяется число оборотов вала  $n_a$ , что дает возможность определять мощность, развиваемую приводом  $N_n$  по формуле (3).

Величину  $N_n$  можно определить также по формуле (4). Для этого в цепь питания двигателя включены амперметр I3 и вольтметр I2. В этом случае  $N_{np} = I U$ . Здесь  $I$  - сила тока,  $A$ ;  $U$  - напряжение питания,  $B$ .

Напор, создаваемый насосом, в данной установке определяется показаниями вакуумметра 4 (давление на входе в насос) и манометра 8 (давление на выходе из него). Поскольку указанные приборы измеряют не абсолютное давление, а разрежение (вакуум) и избыточное (манометрическое) давление соответственно, то формула (I) для  $N_{нас}$  примет вид

$$N_{нас} = \frac{(p_m + p_{вак}) 10^4}{\gamma},$$

где  $p_m$  - давление по манометру,  $кгс/см^2$ ;  $p_{вак}$  - давление по вакуумметру, мм.рт.ст.;  $p_{вак} = \frac{h_{вак} \text{ мм.рт.ст.}}{735,6}$ ,  $кгс/см^2$

или

$$N_{нас} = \frac{p_m + \frac{h_{вак}}{735,6}}{\gamma} 10^4.$$

(8)

Значение подачи  $Q$  ( $m^3/c$ ) измеряется с помощью расходомера Вентури 7 и ртутного манометра II.

В этом случае

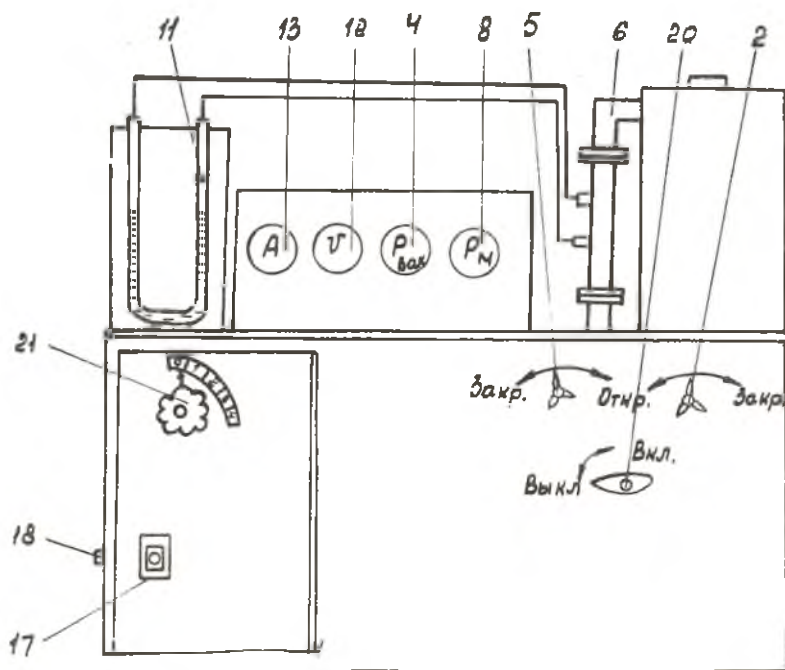
$$Q = c\sqrt{\Delta h}, \quad (9)$$

где  $c$  - постоянный коэффициент, определяемый тарировкой,

$$c = 1,1 \cdot 10^{-3};$$

$\Delta h$  - перепад высот на манометре II.

На рис. 6 показан вид установки для испытания ЦЕН. Установкой



Р и с. 6. Внешний вид установки

переключателя 20 в положение "вкл" подается напряжение на ресстат, рукояткой 21 которого задается определенный режим работы двигателя насоса.

Остальные узлы и приборы на рис. 6 имеют те же обозначения, что и на рис. 5. Вентиль 2 служит для снятия кавитационных характеристик насоса и в данной работе не используется.

#### П о р я д о к   п р о в е д е н и я   э к с п е р и м е н т а

1. Открыть полностью вентили 2 и 5.
2. Установить рычаг без груза в гнездо 17. Проверить балансировку корпуса двигателя. Стрелка 15 должна стоять на "0" по шкале 16. Навесить груз на рычаг.
3. Подать напряжение на реостат поворотом рукоятки переключателя 20 в положение "Вкл".
4. Включить насос поворотом рукоятки реостата 21 в положение "I", затем с интервалами 5-10 с перевести рукоятку последовательно в положение "2" и "3".
5. Записать в протокол испытаний показания приборов (см. рис. 5, поз. 4) -  $h_{сак}$ , мм рт.ст. (рис. 5, поз. 8) -  $\rho_m$ , кг/см<sup>2</sup> (рис. 5, поз. II) -  $\Delta h$ , см; (рис. 5, поз. 12) -  $\tau, A$ ; (рис. 5, поз. 13) -  $U, V$ .
6. Сбалансировать корпус двигателя перемещением груза по рычагу. Записать в протокол испытаний длину плеча  $L$  в метрах.
7. Замерить число оборотов вала двигателя  $n$  с помощью тахометра.
8. Уменьшить величину расхода  $Q$  поворотом рукоятки вентиля 5 в сторону закрытия (рекомендуется закрывать вентиль до уменьшения перепада высот  $\Delta h$  на манометре II на 1,5-2 см). Произвести замеры по пп. 5-7.
9. Операции 5-8 повторить до полного закрытия вентиля 5.
10. Выключить насос поворотом рукоятки реостата 21 в положение "0". Рукоятку переключателя 20 поставить в положение "Выкл". Перекрыть вентиль 2.

#### Д а н н ы е   п о   у с т а н о в к е

Рабочая жидкость - гидравлическая смесь АМГ-10:

$$\gamma = 850 \text{ кгс/м}^3 \text{ или } \rho = 1,1 \cdot 10^{-3}; \quad \eta_{пр} = 0,7; \quad F = 9,81 \text{ Н.}$$

Полезная мощность  $N$  для данной установки с учетом формул (2), (8), (9) определяется следующим образом:

$$N = \frac{11(\rho_m + \frac{h_{\text{бак}}}{736,6}) \sqrt{\Delta h}}{102} \quad (10)$$

Угловая скорость вращения вала вычисляется по формуле

$$\omega = 2\pi n_c.$$

Величины полной мощности  $N_c$  и  $N$  с учетом формул (3), (4), (7) вычисляются следующим образом и заносятся в таблицу:

$$N_n = 9,816 \omega 10^{-3}, \quad (11)$$

$$N_n = 0,774 10^{-3} \quad (12)$$

### П р о т о к о л   и с п ы т а н и й

№ замеров	Измеряемая величина												
	$\Delta h$	$Q$	$T$	$U$	$L$	$h_c$	$h_{\text{бак}}$	$\rho_m$	$\rho_{\text{бак}}$	$H$	$N$	$N_n$	$\eta$
I													
.													
.													
.													
6													

### О б р а б о т к а   и   о ф о р м л е н и е р е з у л ь т а т о в

1. По вышеприведенным формулам вычислить значения соответствующих параметров для всех замеров.

2. Построить графики зависимостей  $H = f(Q)$ ;  $N = g(Q)$  и  $\eta = \varphi(Q)$ .

## ХАРАКТЕРИСТИКИ ГИДРОАККУМУЛЯТОРА

Ц е л ь р а б о т ы: экспериментальное определение характеристик гидроаккумулятора:

определение внешней работы для политического и изотермического процессов полной разрядке гидроаккумулятора;

вычисление его конструктивного объема;

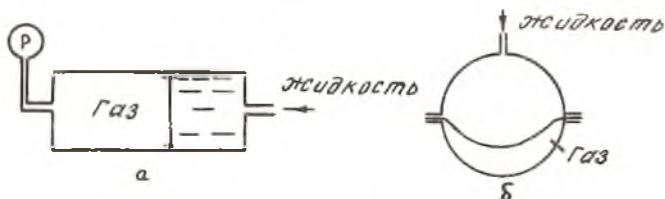
сравнение экспериментальных значений работы с теоретическими.

### О б щ и е с в е д е н и я

Г и д р о а к к у м у л я т о р ы (их иногда еще называют гидрогазовые аккумуляторы) представляют собой устройства, способные аккумулировать гидравлическую энергию от источников питания гидросистем (например объемных насосов) в периоды пауз в работе некоторых исполнительных агрегатов. При применении гидроаккумуляторов представляется возможным ограничить мощность насосов, питающих гидросистему, средней мощностью потребителей гидравлической энергии, а также обеспечить перерыв в работе насосов в системах с эпизодическим действием

Особенно целесообразно применять гидроаккумуляторы в гидросистемах с пиками расхода, которые зачастую во много раз превышают средний расход жидкости в системе (как это бывает в самолетных гидросистемах для некоторых моментов полета, особенно на взлетно-посадочных режимах). Так как энергия, накопленная гидроаккумулятором, может быть отдана за очень короткий промежуток времени, то он может временно развить очень большую мощность. Кроме того, гидроаккумуляторы используют в качестве аварийных источников питания, компенсаторов утечки, гасителей гидроударов, а также иногда в качестве самостоятельных источников питания (например, в некоторых типах ракет). Энергия гидроаккумуляторов используется также для запуска двигателей.

Гидроаккумулятор конструктивно представляет собой закрытый сосуд, состоящий из двух полостей, одна из которых заполнена газом при некотором начальном давлении  $p_0$ . Жидкостная полость подключена к гидросистеме. Газовая и жидкостная полости обычно разделены механическими средствами. Наиболее распространены следующие разделители: поршни, мембраны, диафрагмы, сильфоны. На рис. 1 представлены схемы



Р и с. 1. Схемы гидроаккумуляторов поршневого (а) и диафрагменного (б) типов

гидроаккумуляторов наиболее распространенных типов.

При зарядке гидроаккумуляторов объем газовой полости уменьшается, давление в ней повышается. Таким образом энергия хранится в гидроаккумуляторе в виде потенциальной энергии давления газа. Работа совершается при расширении газа от минимального объема до начального.

#### Расчет процесса разрядки гидроаккумулятора

Исходными данными для расчета работы, совершаемой гидроаккумулятором, являются начальное давление газа  $p_0$  и максимальное давление газа заряженного аккумулятора, которое обозначим  $p_H$ .

Процессы зарядки-разрядки гидроаккумулятора подчиняются закону политропы

$$pV^n = const, \quad (1)$$

где  $p$  - давление в газовой полости;  $V$  - ее объем;  $n$  - показатель политропы, значение которого зависит от режима зарядки-разрядки гидроаккумулятора.

Для предельных режимов: изотермического (при постоянной температуре)  $n = 1$  и адиабатического (при отсутствии теплообмена)  $n = \kappa$ , где  $\kappa = c_p/c_v$  - показатель адиабаты (для воздуха  $\kappa = 1,41$ ). Во всех остальных случаях процесс протекает по политропе. В этих случаях  $1 < n < \kappa$ .



Внешняя работа гидроаккумулятора, совершаемая газом при его расширении от начального объема  $V_H$  до конечного  $V_K$ , определяется соотношением

$$A = \int_{V_H}^{V_K} p dV. \quad (2)$$

Подставляя в выражение (2) уравнение политропы (1) в виде

$$pV^n = p_K V_K^n,$$

получим

$$A = p_K V_K^n \int_{V_H}^{V_K} \frac{dV}{V^n}. \quad (3)$$

В зависимости от типа процесса интеграл в формуле (3) имеет два различных решения. Так, для изотермического процесса, когда  $n = 1$ , имеем

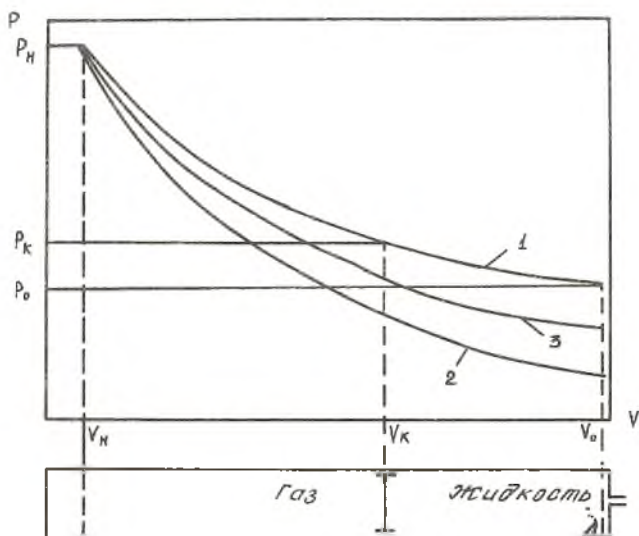
$$A_H = p_K V_K \ln \frac{V_K}{V_H} = p_K V_K \ln \frac{p_H}{p_K}. \quad (4)$$

В случае адиабатического или политропического процесса ( $1 < n < \kappa$ ) получаем

$$A_n = \frac{p_K V_K}{n-1} \left[ 1 - \left( \frac{V_K}{V_H} \right)^{n-1} \right] = \frac{p_K V_K}{n-1} \left[ 1 - \left( \frac{p_K}{p_H} \right)^{\frac{1}{n}-1} \right].$$

Работа гидроаккумулятора в системе координат  $pV$  представляет собой площадь под соответствующей кривой (рис. 2).

В случае медленной разрядки (зарядки) аккумулятора, когда расширяющийся газ успевает нагреться до температуры окружающей среды, процесс происходит по изотерме (кривая 1 на рис. 2). Если газ в гидроаккумуляторе теплоизолирован, т.е. отсутствует теплообмен с окружающей средой, то процесс протекает по адиабате (кривая 2 на рис. 2). В реальном процессе, когда газ не успевает разогреться при разрядке (зарядке) до температуры окружающей среды, процесс протекает по политропе (кривая 3 на рис. 2). Из рис. 2 видно, что наибольшая работа совершается газом в случае изотермического процесса.



Р и с. 2. Процессы расширения газов: 1 - изотермический; 2 - адиабатический; 3 - политропический

Конструктивный объем гидроаккумулятора  $V_K$  может быть легко найден в случае изотермического процесса, если измерить объем жидкости  $V_{жл}$ , выданный при совершении работы при полной его разрядке, Находим

$$V_0 = V_H - V_{жл} \quad (5)$$

Запишем уравнение изотермы для начального и конечного моментов процесса разрядки

$$V_H P_H = V_0 P_0$$

Решив его относительно  $V_H$  и подставив полученное выражение в формулу (5), найдем

$$V_0 = V_0 \frac{P_0}{P_H} + V_{жл}$$

или

$$V_0 = \frac{V_{жл}}{1 - \frac{P_0}{P_H}}$$

Используя еще раз уравнение (5), вычислим

$$V_H = V_{2\text{жс}} \frac{P_0}{P_H - P_0} \quad (7)$$

Следовательно, зная рабочее давление и давление начальной разрядки гидроаккумулятора и объем выданной жидкости, можно определить его конструктивные объемы и величину совершенной работы.

Описание экспериментальной установки. Испытание гидроаккумулятора проводится на установке (рис.3).

Установка состоит из расходного бака I, заполненного гидрожидкостью АМГ-Ю. К баку подключена входная магистраль плунжерного насоса НП-43-1. 2. Напорная магистраль подключена к предохранительному клапану 3 и через фильтр 4 к запорному вентилю 5. За ним расположен коллектор, который через вентили 6,9,14,15 может быть подключен к гидроаккумулятору 7 и через редуктор Ю и манометры II,13 к ротаметру I6 или к расходной диафрагме I7. Для измерения давления в газовой полости к гидроаккумулятору подключен манометр 8. Гидроаккумулятор, манометр и съемный шунт I2 помещены в защитный кожух с окном. Расход жидкости из гидроаккумулятора измеряется ротаметром I6.

#### П о р я д о к п р о в е д е н и я э к с п е р и м е н т а

В исходном положении гидроаккумулятор разряжен, все вентили закрыты.

**В Н И М А Н И Е:** перед началом работы убедиться в установке шунта I2. Крышка кожуха должна быть закрыта.

1. Записать начальное давление зарядки гидроаккумулятора по манометру 7.

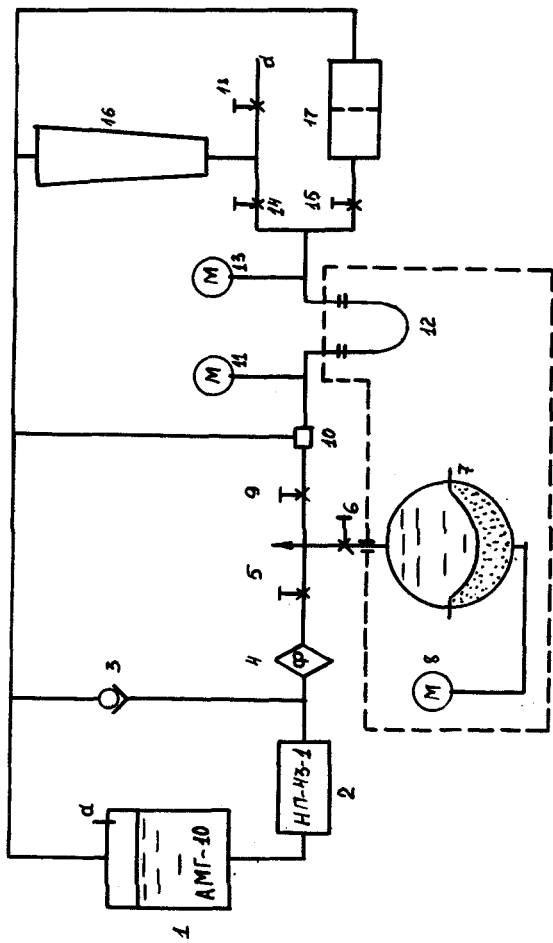
2. Открыть вентили 5,6,9 и 15.

3. Включить насос 2.

4. Прикрывая вентиль 15 на диафрагму I7, добиться возрастания давления газа в гидроаккумуляторе 7 со скоростью порядка 1 атм в секунду по показаниям манометра 8.

5. При достижении давления 90 атм (манометр 8) приоткрыть вентиль 15 на диафрагму и удерживать это давление в течение 0,5-1 минуты.

**В Н И М А Н И Е:** не допускать повышения давления выше 100 атм.



Р и с. 3. Схема универсального стенда для исследования гидроаккумулятора

6. Закрыть вентиль 6 на гидроаккумулятор.

7. Выключить насос 2.

8. Закрыть вентиль 5 на насос и вентиль 15 на диафрагму.

Открыть вентиль 14 на ротаметр.

9. После установления давления по показаниям манометра 7, связанного с охлаждением газа в полости гидроаккумулятора, записать начальное давление перед разрядкой  $P_H$ .

10. Медленно открывая вентиль 6 от гидроаккумулятора, заполнить ротаметр 16 до сотого деления. Закрыть вентиль 5, записать показание манометра 7 и величину выданного объема жидкости ( $\Delta V_{жл} = 0,45$  л).

11. Опорожнить ротаметр, открыв вентиль 18.

12. После установления давления в газовой полости гидроаккумулятора записать показание манометра 7, являющееся начальным давлением для следующего цикла разрядки.

13. Повторить операции 12-12 до полной разрядки гидроаккумулятора.

14. Закрыть все вентили.

Результаты экспериментов записать в таблицу, имеющую следующие графы: № п/п,  $P_H$ ,  $P_K$ ,  $\Delta V_{жл}$ ,  $V_{жл}$ ,  $\Delta A^3$ ,  $\Delta A^T$ ,  $A^3$ ,  $A^T$ .

Работа, совершенная гидроаккумулятором в реальном процессе, находится графически как площадь по кривой  $p = f(V)$ . Теоретическая работа изотермического процесса разрядки гидроаккумулятора рассчитывается по формуле (4).

Конструктивный объем гидроаккумулятора  $V_0$  вычисляется по формуле (6), а начальный объем газа  $V_H$  по формуле (7).

Сравнивая величины работ в изотермическом и реальном процессе, определить эффективность последнего

$$\Delta = \frac{A^T - A^3}{A^T} 100\% .$$

ГИДРАВЛИКА. ЭЛЕМЕНТЫ ГИДРОСИСТЕМ

Составители: В а с и л ь е в Валерий Валерианович  
Ц ы г а н о в Михаил Владимирович  
С ы ч е в Михаил Яковлевич

Редактор Т.И.К у з н е ц о в а  
Техн.редактор Н.М.К а л е н ю к

Подписано в печать 23.09.91. Формат 60x84<sup>I</sup>/16.  
Бумага оберточная. Печать оперативная. Усл.п.л. 1,6.  
Усл.кр.-отт. 1,7. Уч.-изд.л. 1,6. Тираж 250 экз.  
Заказ 4046 Бесплатно.

Самарский ордена Трудового Красного Знамени  
авиационный институт имени академика С.П.Королева.  
443086 Самара, Московское шоссе, 34.

Тип.им.В.П.Мяги Самарского полиграфического  
объединения. 443099 Самара, ул. Венцека, 60.