

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ
КУРГАНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра «Энергетика и технология металлов»

ИСПЫТАНИЕ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

**Методические указания
к выполнению лабораторной работы
по курсам гидравлики и гидропривода
для студентов специальностей
190601, 190603, 190201, 190202, 260601, 280101, 050502**

Курган 2007

Кафедра: «Энергетика и технология металлов»

Дисциплина: «Гидравлика»

Составил: доцент, канд. техн. наук Савельев В.А.

Составлены на основе переработанных и дополненных методических указаний «Испытание центробежного насоса» / Г.А. Попов. – Курган: Изд-во КГУ, 1998.

Утверждены на заседании кафедры « 21 » июня 2007 г., протокол № 7.

Рекомендованы методическим советом университета « » 2007г.

ВВЕДЕНИЕ

Лопастные насосы, к которым относятся насосы центробежные и осевые, являются одним из наиболее распространенных видов гидравлических машин, используемых в инженерной практике. Они сообщают энергию жидкости, обеспечивая этим ее поднятие и перемещение по трубопроводам.

Работа любого насоса оценивается рядом параметров, к которым относятся:

Q – подача, т.е. объем жидкости, перемещаемой насосом в единицу времени, $\text{м}^3/\text{с}$;

H – напор (м);

N_e – потребляемая мощность на валу насоса, кВт;

N_n – полезная мощность, Вт;

η – полный коэффициент полезного действия;

$h_{\text{вс}}$ – допустимая высота всасывания, м;

n – частота вращения рабочего колеса насоса, об/мин.

На рис. 1 изображена простейшая схема центробежного насоса. Рабочим органом его является рабочее колесо 2, состоящее из диска с рабочими лопатками 6. Жидкость поступает к центру колеса через всасывающий патрубок (конфузор) 1, движется через межлопаточные каналы от центра к периферии и выбрасывается в корпус 5 через отвод 3, а из него в диффузор 4.

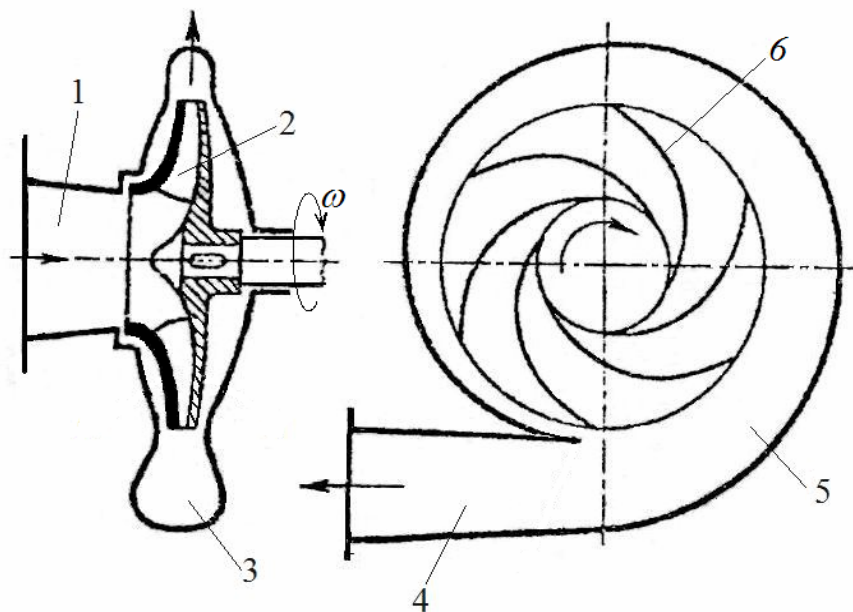


Рис. 1. Схема центробежного насоса консольного типа

Передача энергии жидкости происходит в рабочем колесе путем динамического воздействия рабочих лопаток на поток, приводящего к изменению скоростей частиц при их протекании через межлопаточные каналы. Преодолевая силы энергии жидкости, рабочее колесо при своем вращении совершает работы. Для этого к колесу (к валу насоса) от двигателя подводится механическая энергия. Согласно закону сохранения энергии подводимая к колесу энергия должна пре-

образовываться в какую-либо другую форму энергии. В данном случае эта энергия передается жидкости, протекающей через рабочее колесо, увеличивая как кинетическую энергию потока, так и его потенциальную энергию давления.

Движение жидкости в рабочем колесе очень сложно. При протекании ее через межлопаточные каналы каждая частица участвует в двух основных движениях: относительном – вдоль канала под действием центробежных сил со скоростью w и переносном – с окружной скорости $u = \omega R$ (ω – угловая частота вращения колеса, R – радиус окружности, на которой в данный момент находится частица). Абсолютная скорость c частицы складывается геометрически из скоростей переносного и относительного движений:

$$\vec{c} = \vec{u} + \vec{w}. \quad (1)$$

На рис 2 изображены параллелограммы скоростей на входе и выходе рабочего колеса. Большинство конструкций подводов не закручивает потока вокруг оси вращения колеса насоса. При этом окружная составляющая абсолютной скорости на входе в рабочее колесо c_{1u} и абсолютная скорость c_u перпендикулярна окружной скорости u_1 (радиальный вход – $\alpha_1 = 90^\circ$).

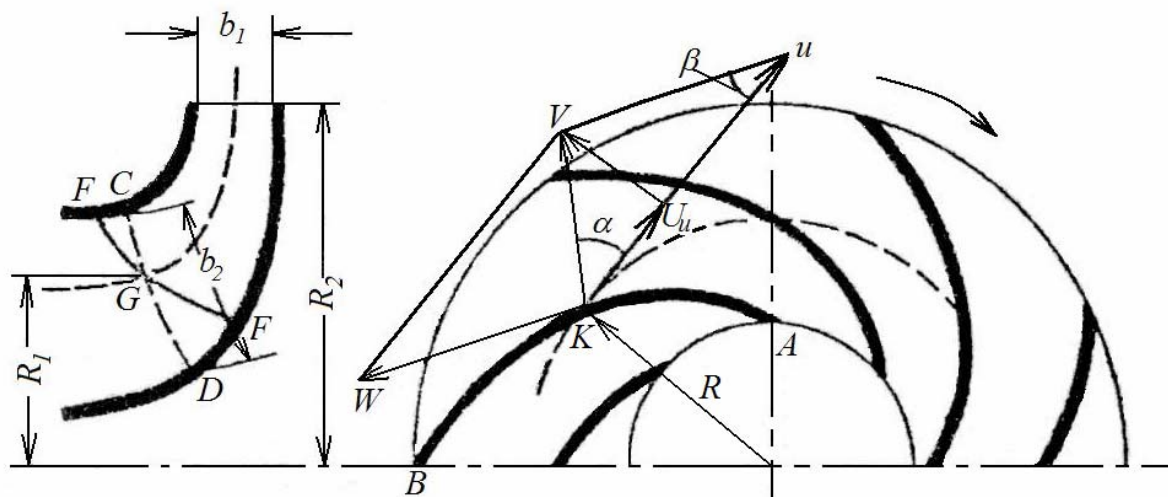


Рис. 2. Движение жидкости в рабочем колесе насоса

Из (1) при заданных c_1 и u_1 определяется относительная скорость w_1 . Для того, чтобы избежать гидравлических потерь на входе в колесо, направление входного элемента рабочей лопасти должно быть близко к направлению относительной скорости w_1 .

Направление относительной скорости w_2 на выходе из рабочего колеса близко к направлению выходного элемента лопатки. Сложением относительной w_2 и переносной u_2 скоростей получается абсолютная скорость c_2 .

Если колесо насоса разливает полный теоретический напор $H_{T\infty}$, то на это затрачивается мощность:

$$N_{T\infty} = \rho g Q_T H_{T\infty}. \quad (2)$$

С другой стороны, мощность вращательного движения с угловой частотой $\omega = \text{const}$:

$$N_{T\infty} = M_{T\infty} \cdot \omega. \quad (3)$$

$$\text{Тогда } N_{T\infty} = 1/g(c_2 u_2 \cos \alpha_2 - c_1 u_1 \cos \alpha_1). \quad (4)$$

Уравнение (4) является основным уравнением лопастных насосов и впервые было получено Л.Эйлером в XVIII веке.

При условиях радиального входа потока в колесо ($\alpha_1=90^\circ$);

$$N_{T\infty} = 1/g \cdot c_2 u_2 \cos \alpha_2. \quad (5)$$

Жидкость, под напором выбрасываемая из рабочего колеса, собирается в отводе 3, представляющем спиральный кольцевой канал возрастающего сечения, расположенный вокруг колеса. Отвод заканчивается диффузором 4. При прохождении жидкости по отводу и диффузору скорость ее уменьшается и кинетическая энергия переходит в потенциальную энергию давления.

Насос, изображенный на рис. 1, является одноступенчатым. Напор таких насосов невелик – 50-60 м вод.ст. для получения больших напоров применяют насосы многоступенчатые, у которых жидкость последовательно проходит через несколько рабочих колес, закрепленных на одном валу. Число ступеней определяется числом рабочих колес.

Центробежный насос способен работать на различных режимах, т.е. при различных подачах, напорах и числах оборотов, потребляя разную мощность с разными к.п.д. Все параметры насоса взаимосвязаны, и эти связи обычно выражают для какого-то постоянного числа оборотов графиками, называемыми характеристиками насоса.

На рис. 3 представлена зависимость теоретического напора $N_{T\infty}$ при бесконечном числе рабочих лопаток от теоретической подачи Q_T насоса.

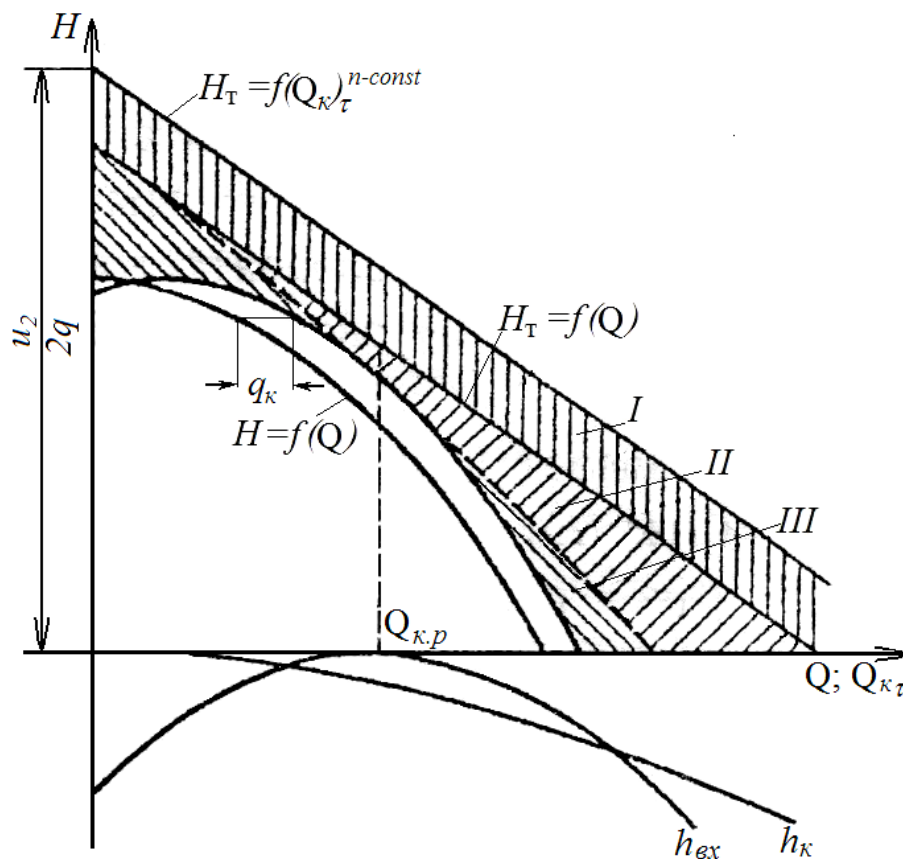


Рис. 3. Основная характеристика центробежного насоса

Эта зависимость линейна и выражается уравнением:

$$N_{T\infty} = A - BQ_T. \quad (6)$$

При подаче, равной нулю (задвижка на напорном трубопроводе закрыта полностью):

$$H_{T\infty} = A = u_2^2/g.$$

При конечном числе рабочих лопаток зависимость теоретического напора $H_{T\infty}$ от теоретической подачи Q_T также линейна. Так как $H_{T\infty}$ при той же подаче, то прямая $H_T = f(Q_T)$ расположена ниже прямой $H_{T\infty} = f(Q_T)$.

Действительный напор H , развиваемый насосом, меньше теоретического на величину гидравлических потерь:

$$H = H_T - h_{тр}.$$

Эти потери состоят из потерь при входе в рабочее колесо и выходе в отвод, потерь в каналах подвода, рабочего колеса и отвода (потери в неподвижных каналах насоса) $h_{тр}$.

Потери в каналах насоса в первом приближении пропорциональны квадрату скорости жидкости и, следовательно, квадрату подачи:

$$h_{тр} = KQ^2. \quad (7)$$

На рис. 3 кривая $H_{тр} = f(Q_T)$, являющаяся параболой с с вершиной в начале координат, изображена ниже оси абсцисс. Потери на входе в рабочее колесо объясняются несовпадением направления ($\beta_{лр}$) относительной скорости w_l входа жидкости на рабочую лопатку с направлением ($\beta_{лд}$) входного элемента лопатки ($\beta_{лр} \neq \beta_{лд}$). Это приводит к отрыву потока от лопатки или удара о ее поверхность и вихреобразованиям, что и вызывает потери, тем больше, чем больше режим работы насоса отличается от расчетного. Вычитая из графика $H_T = f(Q_T)$ график $h_{тр} = f(Q)$, получим зависимость $H = f(Q_T)$.

Действительная подача насоса отличается от теоретической на величину утечек:

$$Q = Q_T - q.$$

Учет утечек приводит к сдвигу напорной кривой $H = f(Q_T)$ влево на величину утечек q . Получаем зависимость $H = f(Q)$, которая является действительной характеристикой насоса.

Гидравлическая мощность насоса:

$$N_r = \rho g Q_T H_T / 1000, \quad (8)$$

а с учетом линейной зависимости теоретического напора от теоретической подачи

$$N_r = \rho g \cdot (A Q_T - B Q_T^2) / 1000, \quad (9)$$

Это уравнение является уравнением параболы, пересекающей ось абсцисс с $Q_T = 0$ и $Q_T = A/B$, график которой представлен на рис. 4.

Кривую $N_e = f(Q)$ Характеристики потребляемой насосом мощности на

валу можно получить, прибавив $N_{\Gamma} = f(Q_{\Gamma})$ мощность механических потерь и сдвигаю кривую $N_e = f(Q_{\Gamma})$ влево на величину утечек жидкости.

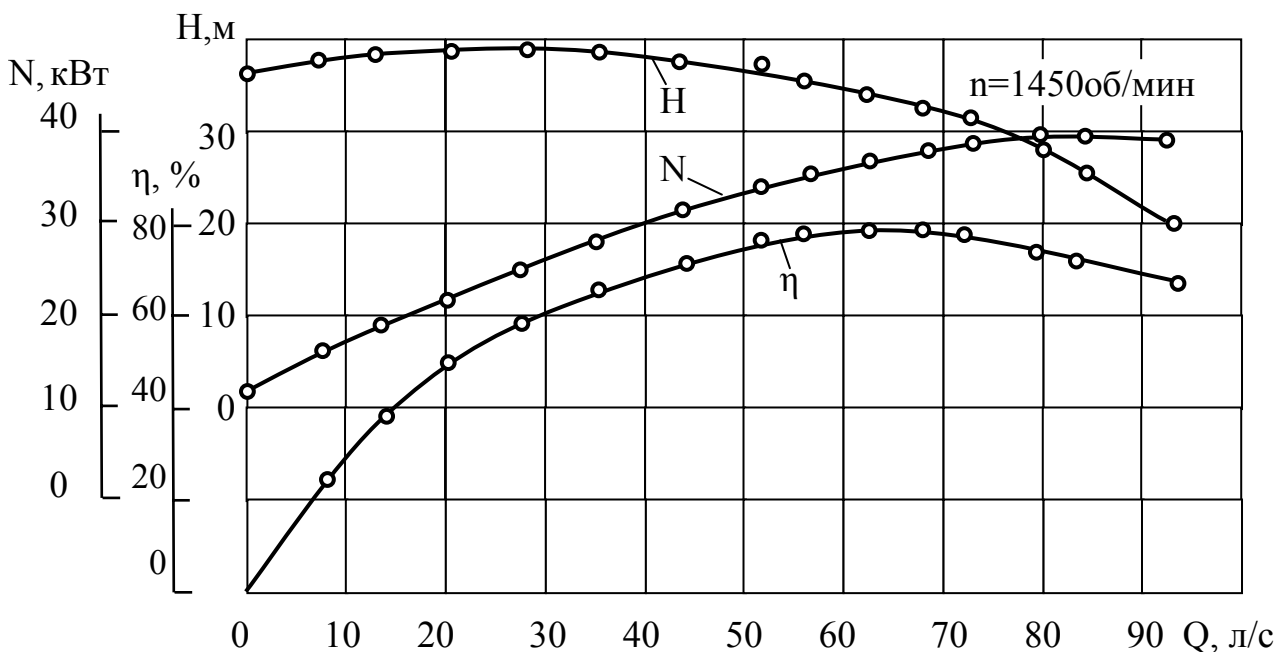


Рис. 4. Характеристики центробежного насоса

По известным кривым $N_e = f(Q)$ и $H = f(Q_{\Gamma})$ можно построить кривую $\eta = f(Q)$ зависимости к.п.д. от подачи насоса по уравнению:

$$\eta = \rho g Q H / N_e \quad (10)$$

При $Q=0$ и $H=0$, $\eta=0$. Следовательно, кривая к.п.д. пересекает ось абсцисс в начале координат и в точке, где ее пересекает напорная кривая.

Приведенные выше соображения являются приближенными, так как они не учитывают ряда факторов, влияющих на величину напора и мощности. В частности, они не учитывают вторичных токов, возникающих при малых подачах, неустановившегося движения жидкости в каналах рабочего колеса при нерасчетных режимах и т.д. В силу этого характеристики насоса, построенные на основе теоретических соображений, плохо согласуются с данными опытов. Достоверные рабочие характеристики насосов могут получены лишь опытным путем. Их вид представлен на рис. 4.

Цель испытаний

Испытания насоса имеют целью усвоение методики опытных исследований лопастных насосов и получение рабочих характеристик центробежного насоса, по которым в различных условиях эксплуатации машины можно оценивать качества ее и определить наиболее экономичные режимы работы.

Рабочие характеристики представляют графические зависимости $H = f(Q)$; $N_e = f(Q)$; $\eta = f(Q)$ при постоянной частоте вращения колеса.

Описание установки

На рис.5 приведена схема учебной установки открытого типа. Вода из бака всасывается одноступенчатым консольным центробежным насосом марки К50-32-125 (1), приводимым в движение электрическим двигателем переменного тока мощностью $N=2,2$ кВт и числом оборотов $n=2850$ об/мин (2). Пройдя всасывающую трубу (3), [имеющую на входном конце обратный клапан с защитной сеткой (4) и вентиль (5)], рабочее колесо и спиральную камеру, вода под давлением поступает в напорный трубопровод (6) и вновь сливается в бак.

Для замера напора, развиваемого насосом, на входе и выходе из него присоединены пружинный вакуумметр (7) и манометр (8).

Производительность насоса определяется расходомером (11), который установлен на напорном трубопроводе.

Электрическую мощность, $N_{эл}$ потребляемую насосом измеряем ваттметром (12), на пусковом пульте.

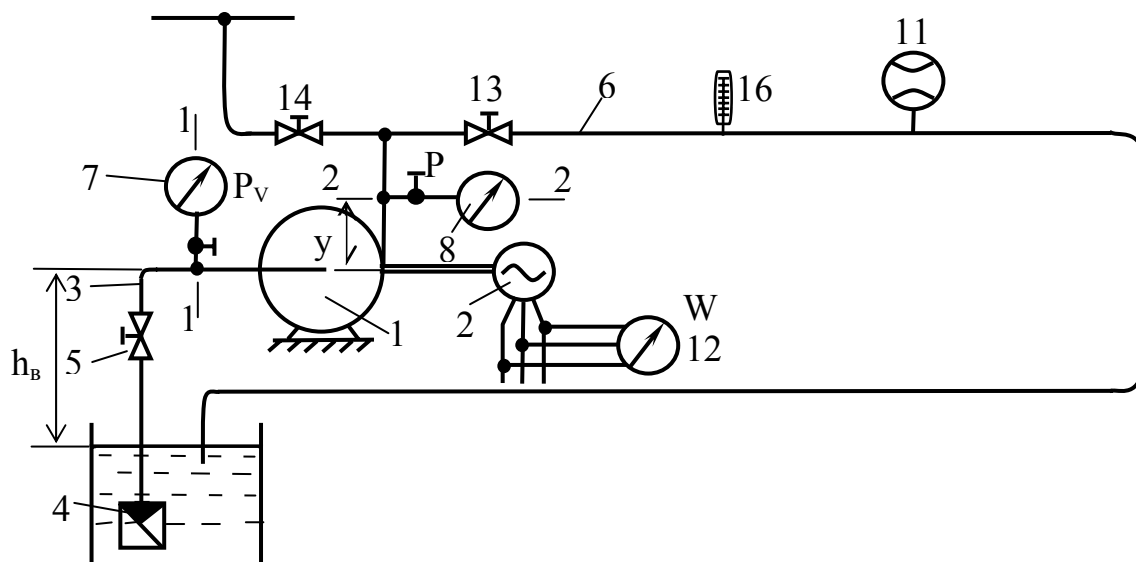


Рис. 5. Установка для испытаний центробежного насоса

Шаровым краном (13) регулируются режимы работы насоса во время проведения испытаний.

Через кран (14) производится заливка насоса перед его пуском.

Температура перекачиваемой жидкости измеряется термометром (16).

Проведение испытаний

До начала испытаний установка осматривается и подготавливается к проведению опыта. Проверяется наличие и исправность приборов: манометра, вакуумметра, дифференциального манометра, ваттметра и пускового устройства. Заготавливаются бланки протоколов, бумага для графиков, счетные приборы и распределяются рабочие места наблюдений.

Перед проведением опытов до пуска насоса его заполняют водой так, чтобы из всасывающей трубы и корпуса был удален весь воздух. Предварительное заполнение водой насоса необходимо по той причине, что рабочее колесо при своем вращении в воздушной среде создает малое разрежение, недос-

таточное для первоначального подъема воды из бака к насосу вследствие малой плотности воздуха.

Проверив положение вентиля (13) на напорном трубопроводе, который должен быть плотно закрыт, производится пуск насоса. При этих условиях избегают перегрузки двигателя, т.к. насос с закрытым вентилем (режим холостого хода) потребляет лишь около 30% от его нормальной мощности, расходуемой на механические потери в подшипниках, сальниках и на нагрев воды в корпусе.

Испытания начинают при полностью закрытом вентиле (13), т.е. при $Q=0$. Это первая точка наблюдений, для которой замеряют напор Δh , мощность N_3 и оборотов n .

Затем кран (13) приоткрывается и при установившемся режиме производят новые отсчеты по приборам.

Увеличивая постепенно открытие крана до полного, стремятся получить $5 \div 7$ точек отсчета.

Во время испытаний ведут записи показаний приборов и протокол по форме, приведенной в приложении.

В заголовке протокола записывают марку насоса.

Кроме того, здесь же указывают диаметры всасывающего (d_1) нагнетательного (D_1 и D_2) трубопроводов в местах отбора давлений.

Обработка опытных данных

Экспериментальные данные обрабатывают по нижеописанной методике и результаты расчетов записывают в протокол испытаний.

Порядок расчетов

1. Производительность насоса

Производительность насоса определяется по формуле $Q = \frac{V}{t} \cdot 10^{-3}$, м³/с.

2. Определяем скорость течения жидкости

2.1. Скорость течения V_1 во всасывающей трубе $V_1 = \frac{4Q}{\pi d_1^2} =$

2.2. Скорость течения в напорной трубе $V_2 = \frac{4Q}{\pi d_2^2} =$

3. Напор насоса

Полный напор, развиваемый насосом, определяется как разность полных напоров жидкости на входе и выходе из него и выражается в метрах столба перекачиваемой жидкости.

Из уравнения баланса напоров имеем

$$H = (Z_2 - Z_1) + (P_2 + P_1) / \rho g + (V_2^2 - V_1^2) / 2g, \quad (11)$$

где: $Z_2 - Z_1$ - разность высот точек, в которых имеют место давления P_2 и P_1 , в Па;

$$Z_2 - Z_1 = y = 0,45 \text{ м};$$

P_2 - избыточное давление на выходе из насоса в сечении 2-2, (Па);

P_1 - вакуумметрическое давление на входе в насос в сечении 1-1, (Па);

V_2 - средняя скорость в сечении 2-2, в м/с; V_1 - средняя скорость в сечении 1-1, в м/с.

После подстановки в уравнение (11) значения P_1 и P_2

$$H = (P_m + P_{\text{вак}}) / \rho g + (V_2^2 - V_1^2) / 2g + y, \text{ (м.вод.ст.)} \quad (12)$$

4. Полезная мощность насоса – это та часть мощности, которая передана непосредственно жидкости. Она вычисляется по формуле:

$$N_n = \rho g Q H, \text{ Вт.} \quad \rho_{\text{H}_2\text{O}} = 1000 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}; \quad g \approx 10 \frac{\text{м}}{\text{с}^2}.$$

5. Потребляемая мощность на валу насоса N_e .

Значение потребляемой мощности определяется по мощности, потребляемой электродвигателем $N_э$.

Мощность, потребляемая насосом (на валу насоса):

$$N_e = N_э \eta_g, \text{ Вт,} \quad (15)$$

где η_g - к.п.д. эл.двигателя (берется из паспорта двигателя). $\eta_g = 0,83$.

6. Коэффициент полезного действия насоса $\eta =$

Коэффициент полезного действия насоса η определяется через соотношение полезной мощности N_n , полученной жидкостью, к мощности N_e .

$$\eta = N_n / N_e \cdot 100\%. \quad (16)$$

7. После заполнения протокола испытаний вычерчивают рабочие характеристики на графиках в координатах:

$H=f(Q)$; $N_e=f(Q)$; $\eta=f(Q)$ при $n=\text{const}$

Содержание отчета

Результаты испытаний оформляются в виде отчета, который должен содержать:

- а) указание цели испытаний;
- б) схему насосной установки;
- в) краткое изложение содержания работы с описанием схемы, порядка работы, с расчетными формулами и вычислениями одного опыта;
- г) протокол испытаний;
- д) рабочие характеристики (на миллиметровой бумаге);
- е) выводы, в которых указывается оптимальный режим работы исследуемого насоса по экономическим соображениям.

Литература

1. Башта Т.М. и др. Гидравлика, гидравлические машины и гидприводы. – М.: Машиностроение, 1982.
2. Паспорт насоса К50-32-125.

Виктор Андреевич Савельев

ИСПЫТАНИЕ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

**Методические указания
к выполнению лабораторной работы
по курсам гидравлики и гидропривода
для студентов специальностей
190601, 190603, 190201, 190202, 260601, 280101, 050502**

Редактор Н.М. Кокина

Подписано к печати
Печать трафаретная
Заказ

Формат 60x84 1/16
Усл.печ.л. 1,0
Тираж 100

Бумага тип. № 1
Уч.-изд. л. 1,0
Цена свободная

Редакционно-издательский центр КГУ.
640669, г. Курган, ул. Гоголя, 25.
Курганский государственный университет.