Проект «Инженерные кадры Зауралья»

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«Курганский государственный университет»

Кафедра «Энергетика и технология металлов»

ИСПЫТАНИЕ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

Методические указания к выполнению лабораторной работы
по дисциплине «Гидравлические и пневматические системы»
для студентов направления 190600.62

Курган 2014

Кафедра: «Энергетика и технологии металлов»

Дисциплина: «Гидравлические и пневматические системы»

(направление 190600.62).

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

Утверждены на заседании кафедры 26 октября 2013 г.

Рекомендованы методическим советом университета 22 ноября 2013 г. в рамках проекта «Инженерные кадры Зауралья».

Лабораторная работа

ИСПЫТАНИЕ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

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.

ВВЕДЕНИЕ

На транспорте широкое распространение получили различные гидравлические и пневматические машины: насосы, вентиляторы, гидро и пневмомоторы, гидроцилиндры и другие. Они применяются в автомобилях для отвода теплоты от двигателя − водяные помпы циркуляции охлаждающей жидкости (тосол), смазки трущихся частей подшипников скольжения шеек коленвалов − масляные насосы. Применяются гидро и пневмомашины также и при обслуживании транспортной техники: моечные насосы, гайковёрты, приспособления для запрессовки покрышек, подшипников и т.д. Устройство и работу гидравлической машины рассмотрим на примере динамического лопастного насоса.

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, $м^3/с$;

H – напор (м);

N_e – потребляемая мощность на валу насоса, кВт;

N_n – полезная мощность, Вт;

η – полный коэффициент полезного действия;

$h_{ВС}$ – допустимая высота всасывания, м;

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

На рисунке 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.

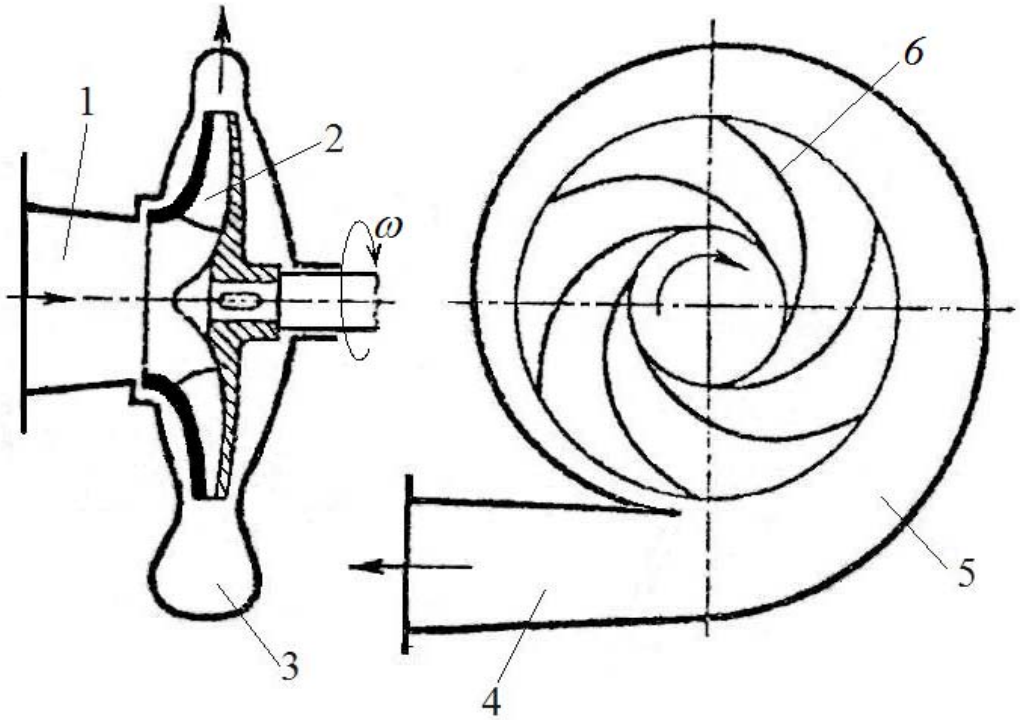


Рисунок 1 − Схема центробежного насоса консольного типа

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 преобразовываться 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:

$$\bar{c} = \bar{u} + \bar{w}. \qquad (1)$$

На рисунке 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 – $\alpha_1=90°$).

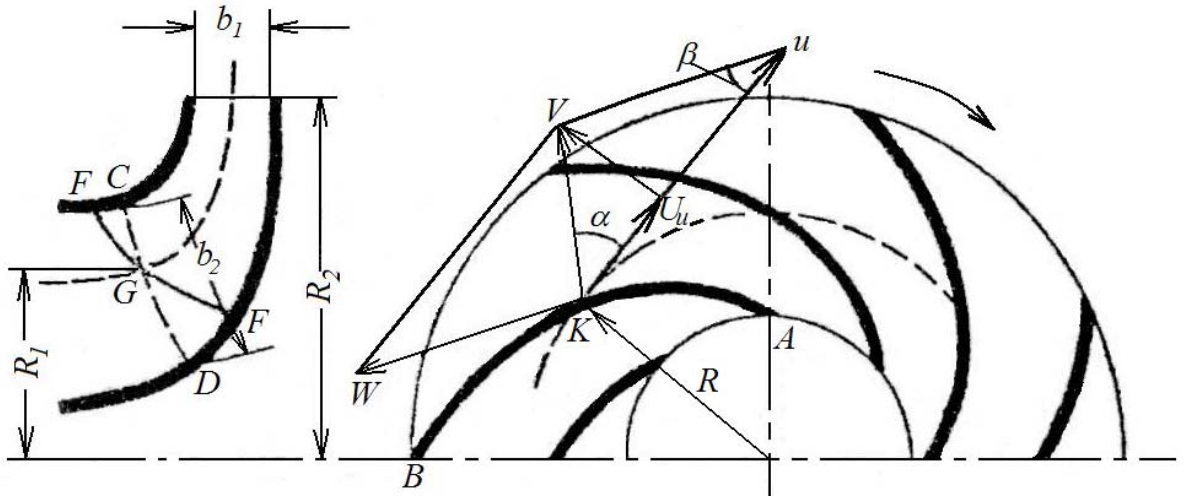


Рисунок 2 − Движение жидкости в рабочем колесе насоса

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_1.

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

$$N_{т\infty}=\rho g Q_т H_{т\infty}. \quad (2)$$

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

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

Тогда

$$N_{т\infty}=1/g(c_2u_2\cos\alpha_2-c_1u_1\cos\alpha_1). \quad (4)$$

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

При условиях радиального входа потока в колесо (α_1=90°);

$$N_{т\infty}=1/g(c_2u_2 \cos\alpha_{2)}. \quad (5)$$

Жидкость, под напором выбрасываемая из рабочего колеса, собирается в отво-де 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 рисунке 1, является одноступенчатым. Напор таких насосов невелик – 50-60 м вод. ст. для получения больших напоров применяют насосы многоступенчатые, у которых жидкость последовательно прохо-

дит 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 КПД. Все параметры насоса взаимосвязаны, и эти связи обычно выражают для какого-то постоянного числа оборотов графиками, называемыми характеристиками насоса.

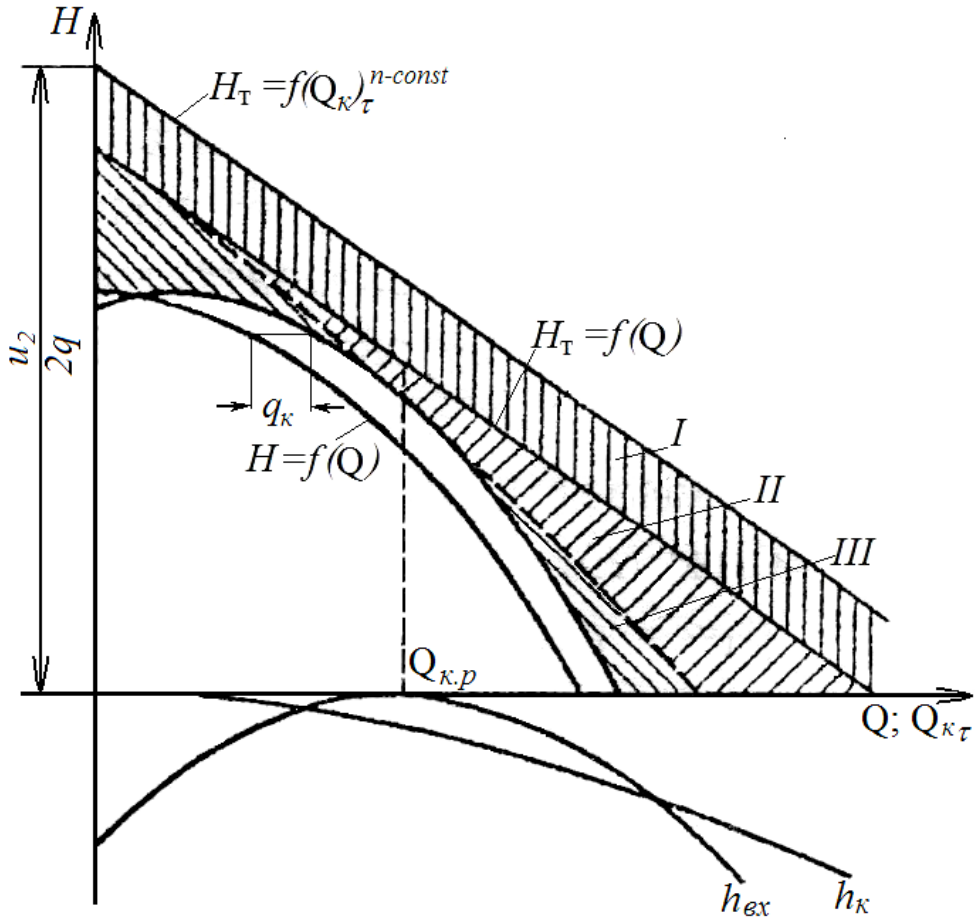
На рисунке 3 представлена зависимость теоретического напора $H_{т\infty}$ при бесконечном числе рабочих лопаток от теоретической подачи $Q_т$ насоса.

Эта зависимость линейна и выражается уравнением:

$$H_{т\infty}=A-BQ_т. \qquad (6)$$

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

$$H_{т\infty} = A = \frac{v^2}{2g}.$$



I – уменьшение напора при конечном числе лопаток
II– потери в каналах насоса $h_к$
III– потери на входе в рабочее колесо и в отводе $h_{вх}$

Рисунок 3 – Основная характеристика центробежного насоса

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

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

$$H = H_Т - h_{тр}.$$

Эти потери $h_{тр}$ 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).

$$h_{тр} = h_к + h_{вх} \qquad (7)$$

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

$$h_к = kQ^2$$

На рисунке 3 кривая, $h_к$ являющаяся параболой с вершиной в начале координат, изображена ниже оси абсцисс. Потери на входе в рабочее колесо объясняются несовпадением направления ($\beta_{1г}$) относительной скорости w_1 входа жидкости на рабочую лопатку с направлением ($\beta_{1л}$) входного элемента лопатки ($\beta_{1г} \neq \beta_{1л}$). 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 $H_т = f(Q_т)$ график, $h_{тр} = f(Q_к)$ получим зависимость $H = f(Q_т)$.

Действительная подача насоса отличается от теоретической на величину утечек:

$$Q = Q_T - q.$$

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

Гидравлическая мощность насоса:

$$N_г = Q_к \rho g H_т. \qquad (8)$$

Зависимость теоретического напора $H_т$ от расхода через рабочее колесо линейна и может быть выражена уравнением

$$H_т = А - БQ_т,$$

а с учетом линейной зависимости теоретического напора от теоретической подачи

$$N_Г = \rho g \cdot (AQ_Т - БQ_Т^2)/1000. \qquad (9)$$

Это уравнение является уравнением параболы, пересекающей ось абсцисс в двух точках с $Q_т$=0 и $Q_т$= А/Б. Проведя преобразования аналогично построению характеристики напора насоса $H = f(Q)$ строят зависимость $N = f(Q)$. Характеристики, полученные на основании описанных рассуждений, плохо согла-

суются с данными опыта, 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. Действительные характеристики насоса могут быть получены опытным путём. На рисунке 4 изображены экспериментальные характеристики центробежного насоса.

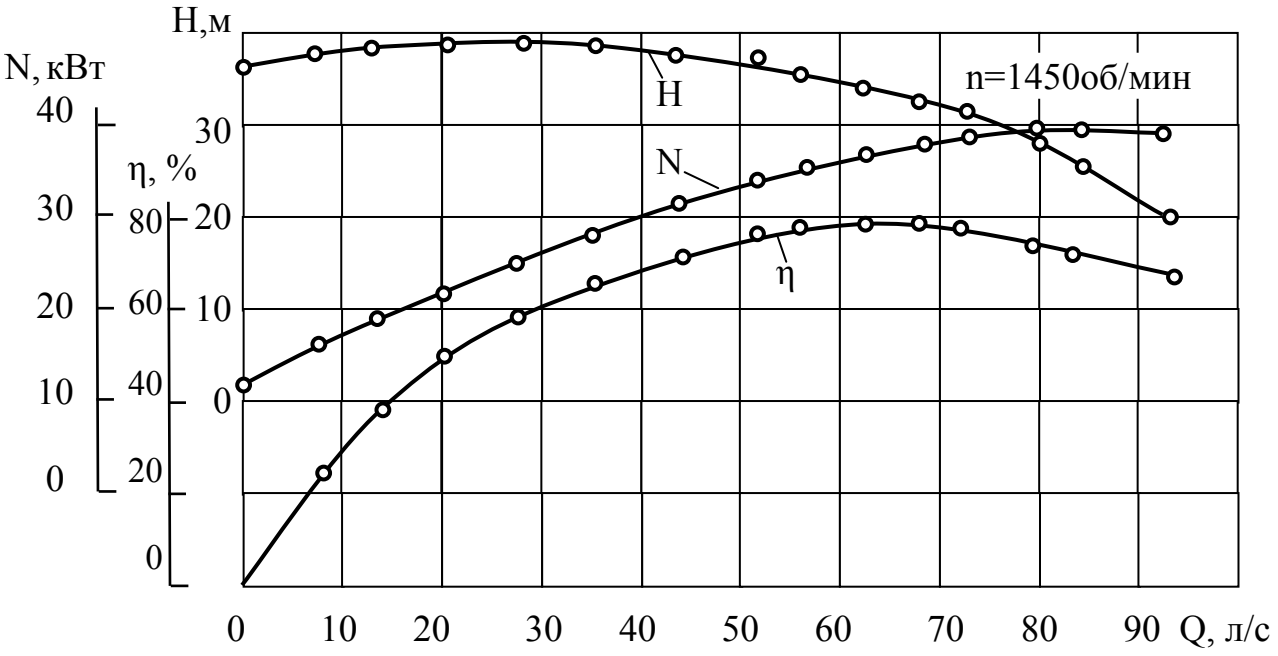


Рисунок 4 − Характеристики центробежного насоса

Описание установки

На рисунке 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 (2) переменного тока мощностью N=2,2 кВт и числом оборотов η=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 (13), который установлен на напорном трубопроводе.

Электрическую мощность, $N_{эл}$ потребляемую насосом измеряем ваттметром (9), на пусковом пульте.

Шаровым краном (11) регулируются режимы работы насоса во время проведения испытаний.

Через кран (10) производится заливка воды перед запуском насоса.

Температура перекачиваемой жидкости измеряется термометром (12).

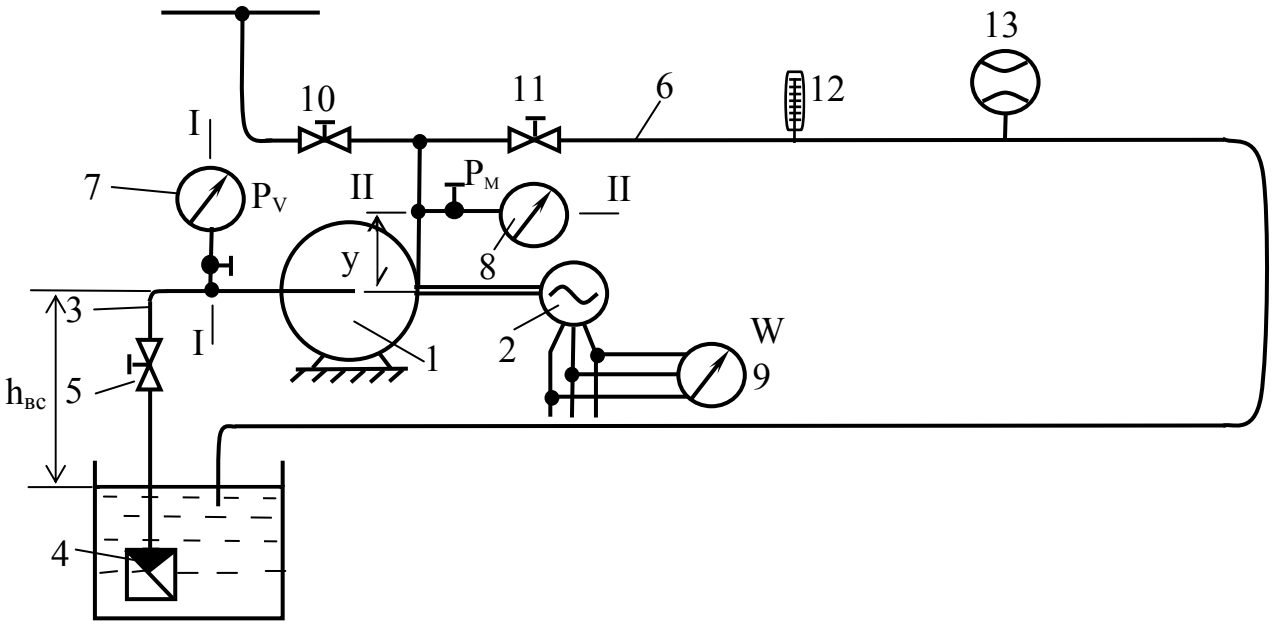


Рисунок 5 − Установка для испытаний центробежного насоса

Проведение испытаний

До начала испытаний установка осматривается и подготавливается к проведению опыта. Проверяется наличие и исправность проборов: 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, недостаточное для первоначального подъема воды из бака к насосу вследствие малой плотности воздуха.

Проверив положение вентиля (11) 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 (11), т.е. при Q=0.

Это первая точка наблюдений, для которой замеряют давление всасывания P_v, давление нагнетания $P_м$, мощность $N_э$ и расход жидкости Q расходомером (13).

Затем кран (11) приоткрывается и при установившемся режиме производят новые отсчеты по приборам.

Увеличивая постепенно открытие крана до полного, стремятся получить 5÷7 точек отсчета.

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

В заголовке протокола записывают марку насоса.

Кроме того, здесь же указывают диаметры всасывающего и нагнетательного (D_1 и D_2) трубопроводов в местах отбора давлений P_v и $P_м$ сечения I – I и II − II.

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 $Q = \frac{V}{t} \cdot 10^{-3}$, м^3/с.

2 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

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

где: $Z_2 - Z_1$ - разность высот точек, в которых имеют место давления $Ð_2$ и $Ð_1$, в Па;

$Z_2 - Z_1 = y = 0{,}45\ м$;

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

P_1 − вакуумметрическое давление на входе в насос в сечении I-I, (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) значений $P_{вак}$, $P_м$

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

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

$$N_n = \rho g Q H \text{, Вт.} \quad \rho_{H_2O} = 1000 \, {}^{кг}\!/_{м^3}; \; g \approx 10 \, {}^{м}\!/_{с^2}.$$

5 Потребляемая мощность на валу насоса N_e.

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

Мощность, потребляемая насосом (на валу насоса):

$$N_e = N_э \eta_g \text{, Вт,} \tag{15}$$

где η_g - КПД эл. двигателя (берется из паспорта двигателя). η_g =0,83.

6. Коэффициент полезного действия насоса η.

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

$$\eta = N_n / N_e \cdot 100\%. \tag{16}$$

7. После заполнения протокола испытаний вычерчивают рабочие характеристики на графиках в координатах:
$H=f(Q)$; $N_e=f(Q)$; $\eta=f(Q)$ при n=cost.

Содержание отчета

Результаты испытаний оформляются в виде отчета, который должен содержать:

а) цель работы;

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) графики рабочих характеристик $H=f(Q)$; $N_e=f(Q)$; $\eta=f(Q)$ при n=cost;

е) выводы, в которых указывается оптимальный режим работы исследуемого насоса по экономическим соображениям.

Список литературы

1 Гидравлика, гидромашины и гидропневмопривод : учеб. пособие для студ. высш. учеб. заведений /Т. В. Артемьева [и др.] ; под ред. С. П. Стесина. - М. : «Академия» 2005. – 336 с.

2 Лепёшкин, А. В. Гидравлические и пневматические системы [Текст] : учебник для студ. учреждений сред. проф. образования / А. В. Лепёшкин, А. А. Михайлин; под ред. проф. Беленкова. – М. : «Академия», 2007. – 336 с.

3 Паспорт насоса К-50-32-125. Катайский насосный завод [Электронный ресурс]. URL : gidroprom.ru|/nasos-k50-32-125.html (дата обращения 26,03,2014)

4 Гидравлика, гидромашины и гидроприводы / Т. М. Башта [и др.]. – М. : Машиностроение, 1982.

5 Свешников, В. К. Станочные гидроприводы [Текст] / В. К. Свешников, А.А. Усов. – М. : Машиностроение, 1982.

Приложение А

Таблица А1 – Протокол испытаний центробежного насоса марки К50-32-125 с электродвигателем АИР 80В52У3 $N_{дв}$=2,2 кВт, числом оборотов η=2900 об/мин, рабочая жидкость – вода

Измеренные величины						Вычисленные величины						
№ опыта	Отсчет по манометру $P_м$, кг/см^2	Отсчет по вакуумметру P_v,кг/см^2	Отсчет по ваттметру $N_{эл}$, Вт	Отсчет по счетчику расхода V(л)	Время опыта T, ^oC	Производительность Q, м^3/с	V_1, м/с	V_2, м/с	Напор насоса H, м.вод.ст.	Полезная мощность насоса $N_п$, Вт	Мощность на валу насоса N_e, Вт	К П Д насоса η
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
1				10			-	-				
2				10			-	-				
3				10			-	-				
4				10			-	-				
5				10			-	-				

Савельев Виктор Андреевич

ИСПЫТАНИЕ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

Методические указания
к выполнению лабораторной работы
по дисциплине «Гидравлические и пневматические системы»
для студентов направления 190600.62

Редактор Е. А. Могутова

Подписано в печать 07.05.14 Формат 60x84 1/16 Бумага тип. 65 гр. м^2
Печать цифровая Усл. печ. л. 1,0 Уч.-изд. л. 1,0
Заказ 149 Тираж 25 Не для продажи

РИЦ Курганского государственного университета.
640000, г. Курган, ул. Советская 63/4.
Курганский государственный университет.