

Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования
«Южно-Уральский государственный университет»
Политехнический Институт
Факультет Механико-технологический
Кафедра «Гидравлика и гидропневмосистемы»

ПРОЕКТ ПРОВЕРЕН
Рецензент, Е.М. Качкина

_____ 2018 г.

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ
Заведующий кафедрой

_____ / Е.К. Спиридонов
_____ 2018 г.

Дроссельное регулирование центробежного насоса
ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА К ВЫПУСКНОЙ КВАЛИФИКАЦИОННОЙ
РАБОТЕ
ЮУрГУ–15.04.02.2018.583 ПЗ

Руководитель работы, профессор

_____ / Е.К. Спиридонов
_____ 2018г.

Автор проекта
студент группы П-266

_____ / Т.П. Казакова
_____ 2018г.

Нормоконтролер, доцент

_____ / А.В. Подзерко
_____ 2018г.

Челябинск 2018 г.

РЕФЕРАТ

Казакова Т.П. Дроссельное регулирование центробежного насоса - Челябинск: ЮУрГУ, П-266, 2018 г., 39с., 13 ил., библиогр. список — 14 наим.

Центробежные насосы широко применяются: в системах водоснабжения, водоотведения, в теплоэнергетике, в химической промышленности, в атомной промышленности, в авиационной и ракетной технике и т.д.

Объектом исследования является система регулирования центробежного насоса дросселированием.

Цель работы – анализ работы насосных установок при дроссельном регулировании.

Для достижения цели научно-исследовательской работы (НИР) решить следующую задачу:

- проведен анализ работы насосных установок: центробежный насос с дросселем и центробежный насос с эжектором, сравнить эффективность насосных станций.

Оглавление

ВВЕДЕНИЕ	4
Общие сведения о лопастных насосах	5
Типы лопастных насосов.....	5
Регулирование подачи центробежных насосов	7
Регулирование подачи дросселированием	9
Регулирование перепуском части подачи воды насосом во всасывающий трубопровод и впускном воздуха во всасывающий патрубок	10
Регулирование подачи воды изменением числа и состава агрегатов.....	11
Регулирование подачи воды при переменной частоте вращения рабочего колеса	12
Струйные насосы.....	16
Анализ характеристики насоса при дроссельном регулировании	20
Расчет оптимальных размеров проточной части эжектора	28
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	37
Библиографический список	38

ВВЕДЕНИЕ

Центробежные насосы являются одной из самых распространенных разновидностей динамических гидравлических машин. Они широко применяются: в системах водоснабжения, водоотведения, в теплоэнергетике, в химической промышленности, в атомной промышленности, в авиационной и ракетной технике и др.

В настоящее время промышленностью выпускается большое количество различных типов центробежных насосов, которые можно классифицировать по следующим признакам:

- по числу ступеней (колес): одноступенчатые, двухступенчатые, многоступенчатые);
- по числу потоков: однопоточные, двухпоточные, многопоточные;
- по условиям подвода жидкости к рабочему колесу: одностороннего входа, двустороннего входа;
- по условиям отвода жидкости из рабочего колеса: со спиральным отводом, с кольцевым отводом, с направляющим аппаратом;
- по конструкции рабочего колеса: с закрытым рабочим колесом, с открытым рабочим колесом;
- по способу привода: с приводом через соединительную муфту, с приводом через редуктор и др.;
- по расположению вала: горизонтальные, вертикальные; с мокрым ротором, с сухим ротором.

Преимущества центробежных насосов перед насосами других типов:

- компактность, небольшая металлоемкость, простота установки, отсутствие передаточных устройств, более низкая стоимость в сравнении с поршневыми насосами;
- высокая производительность при равномерной подаче;
- простота пуска, регулирования, ремонта и обслуживания;
- возможность перекачивания загрязненных жидкостей (отсутствие клапанов);
- высокая надежность в работе и долговечность.

К недостаткам центробежных насосов следует отнести понижение напора с увеличением производительности, а также низкий коэффициент полезного действия при малой производительности (ниже 0,25 – 0,30 м³/с).

Общие сведения о лопастных насосах

Типы лопастных насосов

Лопастные насосы преобразуют механическую энергию, получаемую от двигателя, в гидравлическую энергию перекачиваемой жидкости. Принцип действия лопастных насосов основан на силовом взаимодействии лопастей рабочего колеса с обтекающим их потоком жидкости.

Лопастные насосы подразделяются на три основных типа: центробежные, осевые и вихревые.

Наибольшее распространение имеют центробежные и осевые насосы (рис.1).

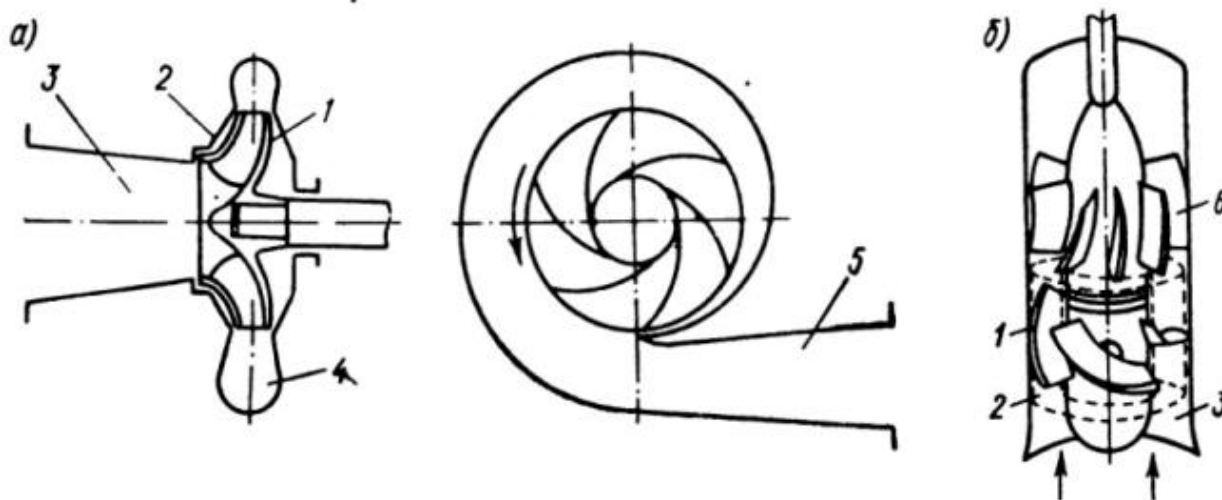


Рис.1 – Схемы насосов: а – центробежного; б – осевого:
1 – рабочее колесо; 2 – корпус; 3 – подвод; 4 – спиральный отвод; 5 – диффузор; 6 – лопаточный отвод

В центробежных насосах (рис. 1, а) приращение энергии перекачиваемой жидкости осуществляется в основном за счет действия центробежных сил, возникающих при вращении рабочего колеса, причем течение потока жидкости в колесе имеет радиальное направление.

В осевых насосах (рис. 1, б) приращение энергии перекачиваемой жидкости осуществляется за счет взаимодействия вращающихся лопастей с потоком, направление течения которого параллельно оси вращения колеса.

Основные параметры центробежных насосов

Основными техническими параметрами, характеризующими работу центробежных насосов, являются:

- подача;
- напор;
- потребляемая мощность;

- коэффициент полезного действия;
- скорость вращения вала насоса;
- высота всасывания.

Подача – количество жидкости, которое подается насосом в напорный патрубок в единицу времени. Различают понятия объемной Q и массовой M подачи насоса, которые связаны между собой отношением:

$$Q = \frac{M}{\rho}$$

Массовой подачей обычно измеряется количество перекачиваемых горячих жидкостей, а также нефти и нефтепродуктов. Объемной подачей обычно измеряется количество перекачиваемых холодных жидкостей и при расчетах проточной части насоса.

Напором – приращение механической энергии единицы веса жидкости, прошедшей через рабочие органы насоса.

$$H = \frac{p}{\rho g}$$

Принято различать напор манометрический, который определяется по показаниям приборов у всасывающего и напорного патрубков, и напор требуемый, подсчитанный по схеме насосной установки.

Полный напор определяется из уравнения Бернулли:

$$H = \frac{p_n - p_s}{\rho g} + \frac{v_n^2 - v_s^2}{2g} + \Delta z$$

Потребляемая мощность или мощность насоса N , кВт – мощность, которая отдается насосу ведущим двигателем при его работе.

Полезная мощность N_n – то количество энергии, которое сообщается всему потоку жидкости в единицу времени.

$$N_n = \rho g Q H, \text{ Вт}$$

$$N_n = \frac{\rho g Q H}{1000}, \text{ кВт}$$

Полезная мощность всегда меньше мощности насоса за счет потерь, возникающих в насосе.

Коэффициент полезного действия (КПД) - отношение полезной мощности насоса к мощности на валу насоса (потребляемой):

$$\eta = \frac{N_n}{N} = \frac{\rho g Q H}{1000 N}$$

$$N = \frac{\rho g Q H}{1000 \eta}$$

Регулирование подачи центробежных насосов

Корпус центробежного насоса выполняют в виде спиральной литой конструкции, внутри которой находится рабочее колесо, насаженное на вал. Корпус имеет два патрубка: всасывающий, по которому вода поступает к рабочему колесу, и нагнетательный для вывода ее из насоса под напором. Перед пуском всасывающую трубу и корпус заполняют водой.

Напор, развиваемый центробежным насосом, зависит от диаметра D рабочего колеса, частоты его вращения, очертания и числа лопаток. Для большинства центробежных насосов напор, создаваемый рабочим колесом диаметром D с числом оборотов в минуту n или частотой вращения ω , можно определить по выражению:

$$H = \alpha \frac{\pi^2 D^2 n^2}{60^2 g} = \alpha \frac{\omega^2 R^2}{g} = \alpha \frac{v^2}{g}$$

где H — напор, развиваемый насосом, м;

v — окружная скорость на внешней окружности рабочего колеса, м/с;

α — коэффициент снижения напора из-за возникновения гидравлических сопротивлений с учетом конечного числа лопастей рабочего колеса.

Для насосов со спиральным отводом $\alpha = 0,35 \dots 0,5$, с направляющим аппаратом $\alpha = 0,45 \dots 0,55$ n — скорость вращения рабочего колеса, мин⁻¹;

ω — частота вращения рабочего колеса, рад/с⁻¹; R — радиус рабочего колеса, м;

g — ускорение свободного падения, м/с².

Подача центробежного насоса зависит от тех же факторов, а также от поперечных размеров каналов рабочего колеса. Напор и подача воды центробежным насосом зависят от конструкции (качество гидравлического уплотнения между нагнетательной и всасывающей областью насоса), которую точно и для каждой марки определяет завод-изготовитель. Характеристики центробежных насосов строят по опытным данным.

Напор, подачу, допускаемую вакуумметрическую высоту всасывания, КПД и мощность насоса находят по их характеристикам. Все перечисленные параметры взаимосвязаны. Так, с увеличением высоты нагнетания подача центробежного насоса уменьшается, изменяются высота всасывания, КПД и мощность. На рис. 2 приведена каталожная характеристика насоса. Центробежные насосы различают по числу ступеней, способу подвода и отвода воды от рабочего колеса, расположению вала.

По числу ступеней насосы подразделяются на одноступенчатые (одно рабочее колесо) и многоступенчатые (несколько последовательно расположенных рабочих колес на одном валу). Вода в многоступенчатом насосе проходит последовательно через все рабочие колеса, каждое из которых увеличивает напор на определенную величину. Если не удастся подобрать центробежный насос с характеристикой, отвечающей заданным напору и расходу, применяют различные способы регулирования.

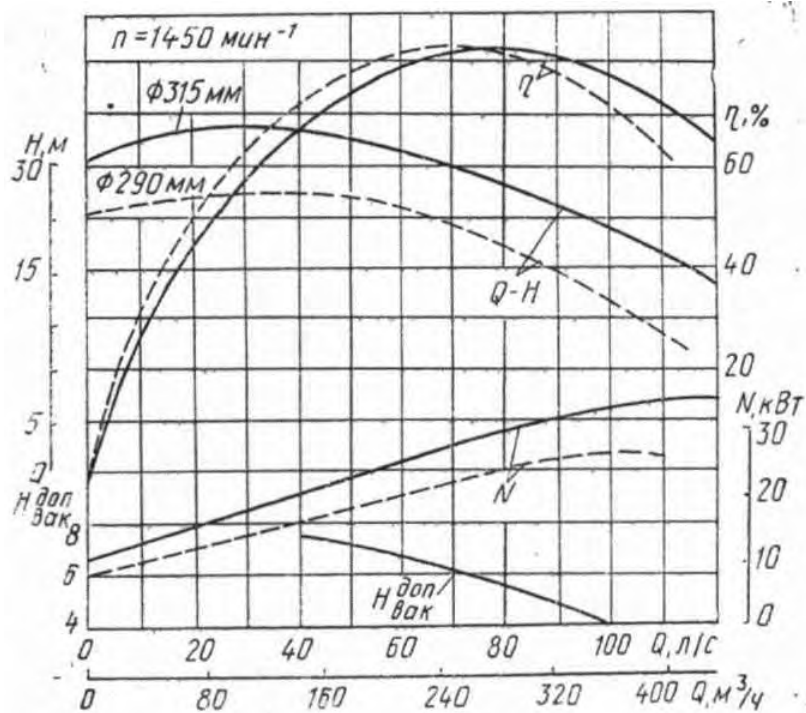


Рис. 2 – характеристика центробежного насоса

При значительных превышениях напора уменьшение его дросселированием невыгодно, так как связано с непроизводительными затратами энергии. Рациональный способ регулирования центробежных насосов — преобразование характеристик за счет изменения частоты, вращения или диаметра рабочего колеса (обточка).

Если частота вращения рабочего колеса центробежного насоса увеличивается или уменьшается, то соответственно снижаются или возрастают подача, напор и мощность. Зависимость этих величин от частоты вращения можно выразить уравнением динамического подобия центробежного насоса:

$$\frac{Q_1}{Q} = \sqrt{\frac{H_1}{H}} = \sqrt[3]{\frac{N_1}{N}} = \frac{n_1}{n} = \frac{\omega_1}{\omega}$$

где Q , H , N — расход, напор и мощность насоса, $\text{м}^3/\text{с}$, м , кВт , при номинальной частоте вращения $n \text{ мин}^{-1}$ или $\omega \text{ рад/с}$; Q_1 , H_1 , N_1 — те же величины при измененной частоте вращения.

КПД насоса изменении частоты вращения практически не изменяется. Уменьшать частоту вращения более чем в два раза не рекомендуется. Увеличивать ее можно только по согласованию с заводом-изготовителем, обычно не более чем на 10...20% выше номинальной. При уменьшении частоты вращения центробежного насоса допустимая высота всасывания несколько возрастает, при увеличении — падает. Подачу, напор и мощность центробежных насосов можно изменить, уменьшив (обточив) диаметр рабочего колеса. Это предусматривается конструктивными решениями заводов-изготовителей. Параметры центробежного насоса при обточке колеса изменяются так же, как и при изменении частоты вращения:

$$\frac{Q_1}{Q} = \sqrt{\frac{H_1}{H}} = \sqrt[3]{\frac{N_1}{N}} = \frac{D_1}{D}$$

где D и D_1 — диаметры нормального и обточенного рабочих колес. Уменьшение диаметра рабочего колеса более чем на 20% не допускается. Для расширения области применения некоторые заводы-изготовители выпускают насосы как с нормальными, так и с обточенными рабочими колесами. В случаях, когда условия работы насоса требуют частых изменений подачи из-за неравномерности водопотребления, наряду с изложенными приемами, применяют специальные методы регулирования, позволяющие обеспечить не только необходимые расход и напор, но и сохранить в диапазоне регулирования высокие значения КПД. Обычно это связано с использованием средств автоматического управления.

Регулирование подачи дросселированием

Во время монтажа центробежного насоса на напорной его стороне устанавливают задвижку для выполнения запорно-регулирующих функций. С ее помощью изменяют подачу насоса. По своему назначению и конструкции она служит как запорное устройство и регулятор, но при частых регулировках работает ненадежно. К тому же регулирование задвижкой (дросселированием) оказывается энергетически невыгодным: часть напора расходуется на преодоление искусственно созданного сопротивления в задвижке. Однако в ряде случаев дросселирование является эффективным, особенно при необходимости снижения напоров в трубопроводах на больших уклонах, когда напор не удается использовать и возникает необходимость в снижении его. Такое регулирование применяют на закрытой оросительной сети полустационарной системы для поддержания постоянства давления на входе к дождевальным машинам («Фрегат»). Сущность и энергетические характеристики этого метода регулирования приведены на рис. 3.

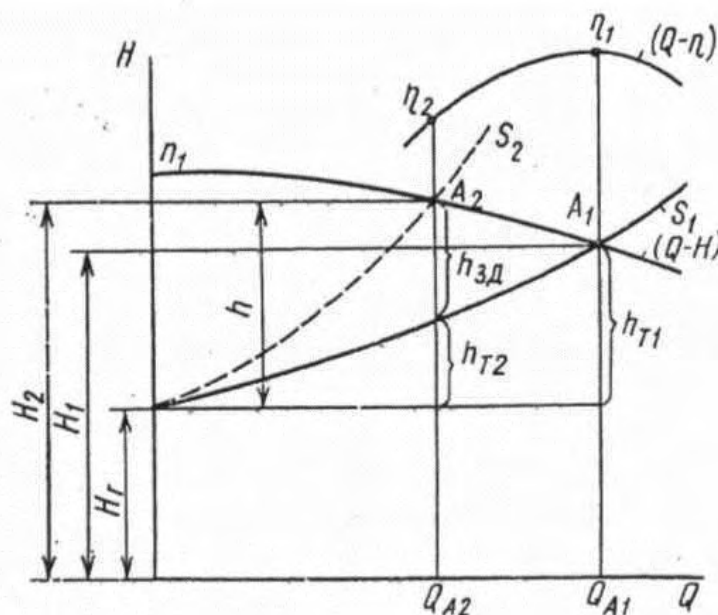


Рис. 3 – Регулирование центробежного насоса дросселированием

При полностью открытой задвижке рабочая точка A_1 будет находиться на пересечении характеристик трубопровода S_i и насоса $Q-H$. Подача насоса соответствует значению Q_{a1} . Отрезок h_{T1} характеризует потерю напора на трение при движении жидкой среды со скоростью v соответствующей подаче Q_{a1} . Для уменьшения подачи до значения Q_{a2} частично прикрывают задвижку. Сопротивление ее изменит общее сопротивление трубопровода и крутизна характеристики увеличится (точка пересечения A_2). Потерю напора определяют по сумме отрезков $h_{T2} + h_{3д}$, обозначающих соответственно потери в трубопроводе и в задвижке. КПД насосной установки снизится. Мощность, теряемую при дросселировании, находят по формуле:

$$\Delta N = \frac{\gamma g Q_{a2} h_{c\bar{a}}}{1000 \eta} \text{ кВт}$$

где Q_{a2} — подача насоса при прикрытой задвижке, $\text{м}^3/\text{с}$;

$h_{3д}$ — потеря напора в задвижке, м;

γ — объемная масса, $\text{кг}/\text{м}^3$;

η — КПД насоса при подаче Q_{a2} .

Регулирование перепуском части подачи воды насосом во всасывающий трубопровод и впуском воздуха во всасывающий патрубок

Уменьшить подачу воды в систему от Q_a до Q_b (рис. 4) можно, если перебросить часть перекачиваемой жидкости $Q_a - Q_b$ по обводной трубе во всасывающий трубопровод, т. е. установить перепускную линию. В этом случае при открытии задвижки на обводной трубе (устанавливается электроприводная задвижка для автоматизации процесса) меняется характеристика трубопроводной сети 2 на 3 со смещением рабочей точки насоса в положение С. Следовательно, для обеспечения подачи Q_b нужно через перепускную линию подать расход $Q_c - Q_b$. Напор, создаваемый насосом, уменьшается, а потребляемая мощность (кривая 4) увеличивается.

С энергетической точки зрения способ регулирования подачи перепуском допустим для центробежных насосов с коэффициентом быстроходности $n_s > 300$, осевых и вихревых насосов. Коэффициент быстроходности — частота вращения рабочего колеса, которая при полезной мощности 735,5 Вт и подаче 75 л/с обеспечивает напор в 1 м.

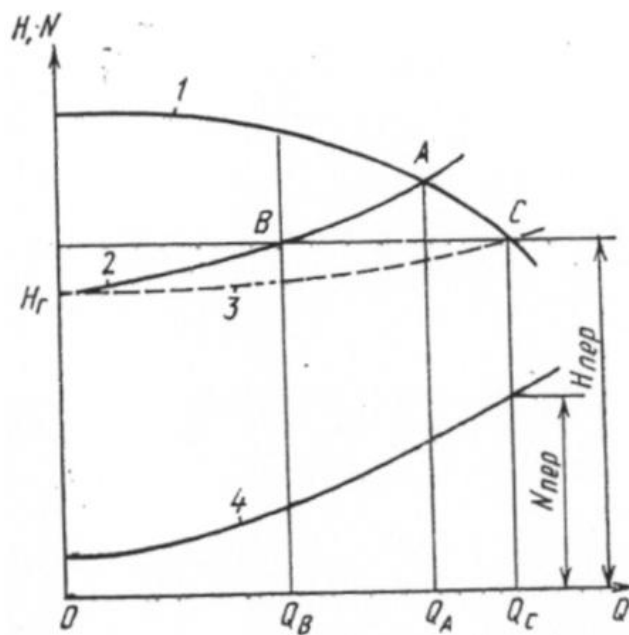


Рис.4 - Регулирование подачи центробежного насоса перепуском

В центробежных насосах меньшей быстроходности такое регулирование приводит к увеличению потребляемой мощности и перегрузке электродвигателя, усложнению систем управления, следовательно, снижению надежности установки.

Уменьшения подачи насоса при неизменной характеристике трубопроводной сети достигают, за счет впуска определенного количества воздуха во всасывающий патрубок. Это допустимо и практически не ухудшает работы системы, если фактическая высота всасывания насоса значительно меньше допустимой. При впуске воздуха характеристики насоса $Q-N$ и $Q-\eta$ перемещаются вниз, что позволяет выбирать режим работы, обеспечивающий необходимую подачу воды в систему.

Количество воздуха, поступающего во всасывающий патрубок насоса, обычно не превышает 5% от объема перекачиваемой воды. Экономические показатели такого способа регулирования подачи насосов малой и средней производительности несколько лучшие по сравнению с дросселированием задвижкой на выходе насоса. Для регулирования подачи применяются дополнительные специальные устройства по изменению или стабилизации рабочих параметров. При постоянной частоте вращения рабочего колеса они используются в рассмотренных способах количественного регулирования или их комбинаций.

Регулирование подачи воды изменением числа и состава агрегатов

Способ обеспечивает дискретное (ступенчатое) регулирование подачи воды в систему водоснабжения. Шаг дискретности постоянен и соответствует подаче одного насосного агрегата (см. параллельную работу насосных агрегатов). Для уменьшения шага дискретности и осуществления плавного регулирования устанавливают разнотипные агрегаты.

Например, для обеспечения диапазона регулирования 1:8 на станции можно установить четыре агрегата. Если они будут однотипными, то достижимый шаг дискретности составит $2/8 Q$ (максимального расхода станции). Если установить агрегаты: два с подачей $1/8 Q$, а два с подачей $3/8 Q$, то достижима в два раза меньшая дискретности равная $1/8 Q$.

Число комбинаций разнотипных агрегатов всегда больше, чем однотипных, схема их автоматического выбора и переключения несколько усложняется. Усложнение оправдывается существенным улучшением режима работы и самое главное — уменьшением непроизводительных затрат. Практически такое регулирование можно выполнить двумя насосными агрегатами, но с установкой на каждом из них двухскоростных электродвигателей с соответствующей системой управления.

Регулирование подачи воды при переменной частоте вращения рабочего колеса

Способ регулирования насосных агрегатов изменением частоты вращения самый экономичный. Основан на стабильных соотношениях важнейших параметров насосных агрегатов и частоты вращения их рабочих колес. С достаточной точностью для практических расчетов в доступных эксплуатационных диапазонах КПД насосов при изменении частоты вращения можно считать неизменным:

$$\eta_{\omega_1} = \eta_{\omega_2}$$

Подача центробежных насосов пропорциональна частоте вращения рабочего колеса:

$$Q_2 = Q_1 \frac{\omega_2}{\omega_1}$$

Напор пропорционален квадрату частоты вращения:

$$H_2 = H_1 \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2$$

Мощность пропорциональна кубу частоты вращения:

$$N_2 = N_1 \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^3$$

В приведенных выражениях ω_2 — новая частота вращения рабочего колеса, рад/с. Из анализа выражений видно, что:

$$\frac{H_1}{Q_1^2} = \frac{H_2}{Q_2^2} = \dots = \frac{H_n}{Q_n^2} = K = const$$

Из последнего выражения вытекает параболическая зависимость $H = KQ^2$, указывающая, как располагаются на характеристике насоса Q — H рабочие точки, имеющие равный КПД. В общем случае развиваемый центробежным насосом напор зависит от частоты вращения и расхода. При полностью закрытой задвижке мощность на валу насоса составляет около 40% от номинальной. Если постепенно открывать задвижку, мощность растет почти прямо пропорционально расходу:

$$N_2 = 0,4N_1 + KQ$$

Во время регулирования частоты вращения насоса напор, развиваемый им, можно привести в соответствие с напором в системе при данном расходе, не поглощая задвижкой избыточный напор. Если насос преодолевает только динамический напор, мощность, потребляемая насосом, при регулировании частоты вращения пропорциональна кубу расхода:

$$N_2 = K_1 Q^3$$

Сопоставив выражения для мощности при дроссельном регулировании подачи и регулировании ее изменением частоты вращения рабочего колеса, видим, что в последнем случае требуется значительно меньшая мощность, а подача возрастает с увеличением предела регулирования. Для определения необходимой мощности на валу насоса в случае преодоления статического и динамического напора, при изменяющемся расходе, следует построить характеристики $Q—H$ для конкретного насоса при разных частотах вращения.

Совокупность характеристик центробежного насоса при различных частотах вращения приведена на рис. 5. Анализ характеристик показывает, что эффективность частотного регулирования снижается с увеличением доли статического напора. Рабочая точка б выделена для 50% номинальной подачи, 50% статической и 50% динамической составляющих напора (характеристика 1), а номинальный режим работы при номинальной частоте вращения будет в точке а. При уменьшении расхода на 50% рабочая точка б (характеристика 1) пересекается с вертикалью, соответствующей 50-ному расходу номинального режима. Здесь она оказывается на экспериментальной кривой $Q—H$, соответствующей 75% номинальной частоты вращения. Требуемую мощность на валу насоса определяют точкой пересечения $N—Q$ характеристики с вертикалью для 50% расхода и, как видно из рисунка, она составляет 33% от мощности, потребляемой в номинальном режиме.

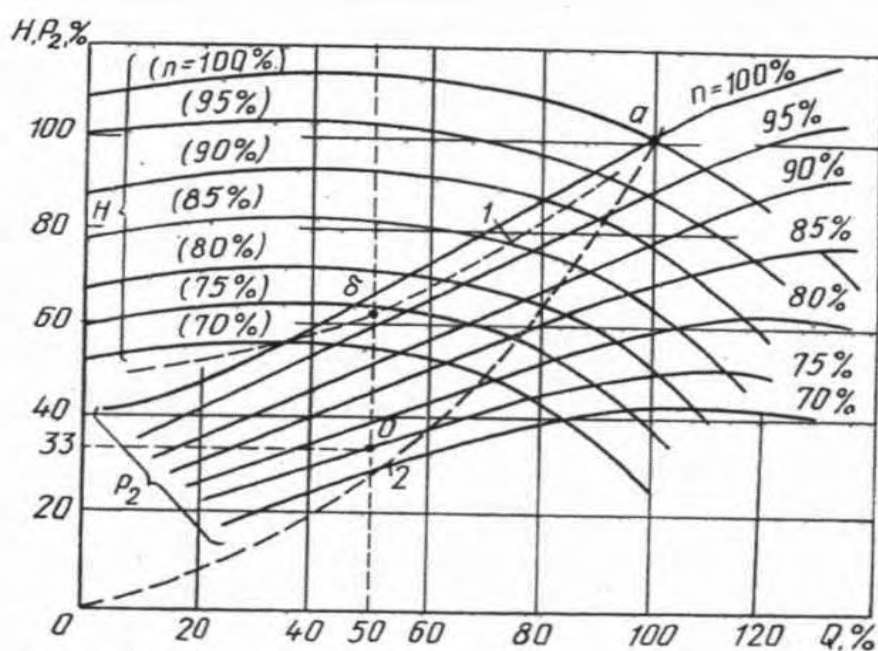


Рис 5 - Характеристики центробежного насоса при разной частоте вращения:

Если бы насос преодолевал только динамический напор (характеристика работы изображалась бы кривой 2), то, в этом случае необходимые характеристики $Q—H$ и $Q—N$. (на рис. 6 не показаны) при уменьшении расхода на 50% пришлось бы уменьшить на 50% и частоту вращения рабочего колеса. Потребная мощность составила бы 12,5%, а не 33%, как в первом случае.

Для изменения частоты вращения рабочих колес насосных агрегатов можно применять различные механические и электрические устройства. Даже при наличии в них дополнительных потерь методы качественного регулирования оказываются более экономичными по сравнению с любыми способами количественного регулирования. Специфический и важный параметр качественного регулирования насосных агрегатов — коэффициент глубины регулирования частоты вращения насосного колеса:

$$K_p = \frac{\omega_i - \omega_\delta}{\omega_i} = \frac{Q_i - Q_\delta}{Q_i}$$

где ω_p и Q_p — требуемые по условиям работы минимальные значения частоты вращения и расхода для насосного агрегата с регулируемым электроприводом.

Для погружных насосных агрегатов типа ЭЦВ минимальное значение расхода не должно быть меньше величины, требуемой для предотвращения нагрева воды внутри корпуса насоса выше 25°C, обычно принимают ($Q_{\min} > 0,1Q_{\text{ном}}$). При выборе коэффициента регулирования необходимо учитывать диапазон изменения потерь в трубопроводной сети в зависимости от колебаний расхода по графику водопотребления.

На рис. 6 представлены сводные характеристики рассмотренных методов регулирования центробежных насосов с указанием затрат мощности при различных способах изменения подачи насосов. Номинальный режим работы насоса будет в точке А с расходом Q_a . В случае изменения его до значения Q_b получим новые положения рабочих точек для различных способов регулирования: $V_{\text{др}}$ — при дроссельном регулировании задвижкой; $V_{\text{об}}$ — при частотном регулировании, изменяя частоты вращения рабочего колеса; $V_{\text{пер}}$ — регулирование перепускной линией, когда насос на выходе обеспечивает подачу $Q = Q_b + Q_{\text{пер}}$.

На этом же рисунке соответственно показаны потери мощности. При регулировании подачи изменением частоты вращения они будут минимальными, а при дроссельном регулировании существенно возрастут и будут максимальными в случае регулирования перепуском:

$$\Delta N > \Delta N_{\text{об}} > \Delta N_{\text{др}}$$

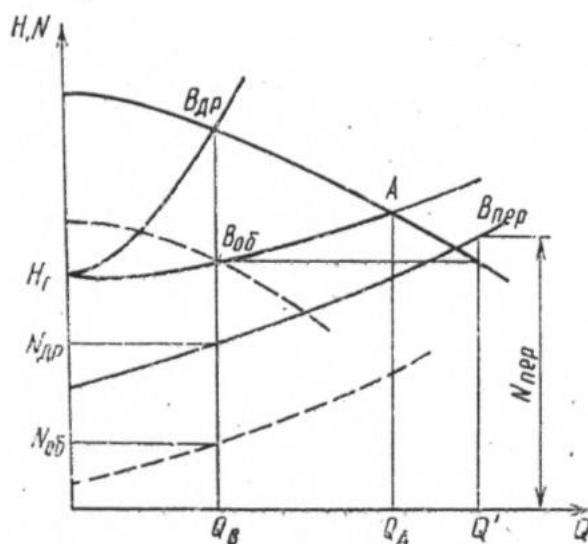


Рис. 6 - Сравнение экономичности разных способов регулирования подачи центробежных насосов

Приведенное соотношение справедливо для центробежных насосов, у которых коэффициент быстроходности $n_s < 300$. Для вихревых и осевых насосов, где с увеличением подачи затраты мощности уменьшаются, регулирование перепуском окажется более экономичным, чем регулирование дросселированием, но регулирование изменением частоты вращения по-прежнему будет более эффективным.

Рассмотренные режимы работы центробежных насосов, приемы регулирования показывают функционирование гидравлической системы насос— трубопровод, которое необходимо для правильного выбора насоса и обеспечения повышенной работоспособности, надежности и экономичности всей системы водоснабжения.

Струйные насосы

Гидроструйными насосами называют устройства, предназначенные для осуществления процесса взаимного перемешивания струи рабочей (активной) жидкости с потоком подсосываемой (пассивной) среды и последующего совместного транспортирования. Пассивная среда может быть жидкостью, газом или гидросмесью, содержащей кроме жидкости твердые или газообразные дисперсные примеси. Таким образом, внешняя энергия к гидроструйным насосам подводится рабочей жидкостью.

Для обеспечения смешения активной и пассивной сред и их последующего совместного транспортирования необходимо, чтобы активная (рабочая) жидкость имела более высокое давление p_p , чем давление p_n низконапорной (пассивной) среды. Смесь сред после аппарата будет иметь давление p_a , которое является промежуточным между p_p и p_n , т.е. $p_n < p_a < p_p$.

Широкое распространение гидроструйных аппаратов обусловлено следующими преимуществами:

- высокой самовсасывающей способностью и возможностью перекачки жидкостей, газов, газожидкостных смесей, гидросмесей, содержащих твердые примеси, агрессивных сред;
- отсутствием подвижных деталей, простотой устройства;
- малыми габаритными размерами и массой, возможностью размещения в труднодоступных местах;
- простотой регулирования подачи и напора.

Гидроструйные насосы имеют и существенные недостатки, к числу которых прежде всего относятся:

- отсутствие автономного привода, необходимость использования для привода постороннего источника напорной жидкости;
- низкий КПД собственно гидроструйного насоса, не превышающий в лучших конструкциях значения 0,35-0,4;
- безвозвратный сброс большого количества жидкости, используемой в качестве рабочей среды, и др.

Многие из перечисленных недостатков, присущих только установленным лопастным или гидроструйным насосам, могут быть устранены при создании и использовании установок, в которых центробежные и гидроструйные насосы применяют совместно.

В частности, на основе совместного применения центробежных и гидроструйных насосов могут быть созданы установки, позволяющие добиться следующих преимуществ:

- изменять в широком диапазоне рабочие характеристики центробежных насосов (увеличивать в несколько раз создаваемый ими напор или подачу)⁴

- увеличивать до десятков и даже сотен метров глубину, с которой можно поднимать жидкость центробежными насосами, расположенными выше резервуара;

- предотвращать кавитацию в центробежных насосах, работающих при значительных вакуумметрических высотах всасывания, а также при работе на нагретых перегретых или легкокипящих жидкостях;

- перекачивать гидросмеси с твердыми и (или) газообразными включениями;

- создавать вакуум и откачивать газы (струйные вакуум-насосы), создавать давление газа (струйные компрессоры);

- охлаждать или очищать воздух (газ) от примесей;

- осуществлять смешивание и растворение жидких, твердых и газообразных сред и выполнять многие другие функции.

Для поддержания оптимальной работы установок необходимо, чтобы гидроструйный насос работал в режиме, соответствующем максимальному КПД.

Проводят расчет баланса мощности, потраченной рабочей струей, и полезной (эффективной) мощности подсосываемого потока для подсчета КПД струйных насосов.

Мощность, затрачиваемая в гидроструйном насосе, может быть посчитана следующим образом:

$$N = \rho g H_p Q_p$$

Полезная (эффективная) мощность, переданная перекачиваемому потоку, включает:

$$N = N = \rho g H Q$$

Баланс энергии в гидроструйном насосе можно записать так:

$$N = N + \sum N$$

Баланс мощности разрешает выявить воздействие каждого конструктивного элемента на КПД струйного насоса и высчитать на основании опытных данных значения коэффициентов сопротивления, необходимые для построения рабочих характеристик. Потерей энергии сопутствуются процессы,

случающиеся в камере смешивания (вихреобразование при смешивании потоков, трение на стенках), в рабочем сопле (при истечении, при сжатии потока в конической части), на входе в камеру смешения и в диффузоре. Выражение принимает вид:

$$N = \rho g H Q + N_{п.с.} + N_{тр} + N_{вх} + N_c + N_d + N_{зат}$$

$N_{п.с.}$ – потери мощности при смешении потоков в камере смешения;

$N_{тр}$ – потери мощности на трение в камере смешения;

$N_{вх}$ – потери мощности на входе пассивного потока в камеру смешения;

N_c – потери мощности в рабочем сопле;

N_d – потери мощности в диффузоре.

Разделив правую и левую части уравнения на $N_{зат}$ получим:

$$1 = \eta + n_{п.с.} + n_{тр} + n_{вх} + n_c + n_d + n_{зат}$$

Перекачка структурных жидкостей с помощью гидроструйных насосов в большинстве случаев нецелесообразна, так как значительная вязкость таких гидросмесей существенно уменьшает КПД струйных аппаратов.

Водовоздушные эжекторы для отсоса воздуха и пара из конденсаторов впервые были применены в 1920-30-е годы для паровых турбин небольшой мощности. В дальнейшем довольно длительное время вместо водовоздушных применяли пароструйные эжекторы. В настоящее время водоструйные эжекторы вновь используют в качестве основных вакуумных насосов для мощных блочных паротурбинных установок. Одним из важных преимуществ при использовании водоструйных эжекторов для вакуумирования конденсаторов турбоустановок является возможность пуска их в работу без повода пара от постороннего источника.

Значительный прогресс в этом направлении был достигнут благодаря применению исследованных Б.Е. Коренновым эжекторов с удлиненной камерой смешения. Использование таких эжекторов взамен струйных аппаратов с традиционной формой проточной части позволило не только увеличить

количество отсасываемого эжектором воздуха приблизительно в два раза, но и значительно уменьшить шум и вибрацию, связанные с неустойчивостью работы коротких эжекторов.

Характерной особенностью работы водоструйных эжекторов при вакуумировании конденсаторов паровых турбин является необходимость создания достаточно глубокого вакуума – 0,002 – 0,003 Мпа.

Необходимость создания вакуума с помощью водоструйных эжекторов возникает также при работе дистилляционных опреснительных установок. Здесь приходится откачивать образующийся в выпарных аппаратах пар и удалять (для поддержания вакуума) выделяющиеся при кипении воды газы. В небольших дистилляционных установках, например на судах, для их функционирования используют тепло выхлопных газов двигателей внутреннего сгорания. Поэтому такие опреснители работают при температурах кипения воды около 50°C (давление насыщенных паров порядка 0,012 Мпа). Применение водоструйных эжекторов в дистилляционных судовых опреснителях является целесообразным, так как на судах не возникает проблем с рабочей водой для эжектора. В качестве рабочей воды можно использовать и заборную воду.

Но в большинстве случаев для дистилляционных судовых установок в качестве рабочей жидкости для водоструйного насоса более целесообразно использовать охлажденный дистиллят, циркулирующий по замкнутой схеме при помощи центробежного дистилляционного насоса. В камеру смешения эжектора поступают пар и выделяющийся из воды воздух. Пар конденсируется на струе охлажденного дистиллята, а воздух вместе с дистиллятом поступает в сборный резервуар. Дистиллят в резервуаре охлаждается заборной водой. Воздух удаляется в атмосферу. Излишки дистиллята, образовавшегося при конденсации пара, переливаются в сборники опресненной воды, а охлажденный дистиллят снова забирается центробежным насосом и подается в качестве рабочей жидкости к струйному аппарату, выполняющему роль вакуум-насоса и конденсатора.

В целях удаления неконденсирующихся газов и поддержания разрежения вакуумные деаэраторы оборудуют газоотсасывающими устройствами, в качестве которых можно применять паро- и водоструйные эжекторы или механические вакуум-насосы.

При отсутствии пара, необходимого для работы пароструйных эжекторов, применяют водоструйные эжекторы или механические вакуум-насосы.

Расход таких промышленных водовоздушных эжекторов 800-1000 м³/ч, что является нецелесообразным. Поэтому в данной дипломной работе ставится задача повышения более совершенной системы вакуумирования.

Анализ характеристики насоса при дроссельном регулировании

Для анализа регулирования насосной установки выбираем центробежный консольный насос К80-50-200.

Насос консольный типа К80 (насос К80-50-200) представляет собой горизонтальный одноступенчатый, центробежный насос, с горизонтальным подводом жидкости по оси и отводом вертикально вверх.

Консольные насосы К80-50-200 нашли применение для перекачивания в стационарных условиях воды (за исключением морской), а также различных невзрывоопасных жидкостей, сходных с водой по плотности, физико-химическим свойствам, с водородным показателем рН от 6 до 9 , и содержащих твердые включения размером до 0,2 мм, объемная концентрация которых не превышает 0,1%.

Насос консольный, является самым распространенным насосом в системе водоснабжения.

В данном электронасосном агрегате применяются электродвигатели асинхронные общепромышленного исполнения типа АИР, АИ, АМ.

Насосы перекачивают воду температурой от 0 до 85°С.

Материал проточной части насосов К80-50-200 - чугун.

Для крепления на фундаменте на корпусе насоса предусмотрены лапы. Корпус подшипников крепится к корпусу насоса и имеет вспомогательную опору со стороны муфты.

В нижней части насоса смонтирована пробка, используемая для слива жидкости.

Ротор вращается в подшипниковых опорах.

Ротор насоса вращается по часовой стрелке (если смотреть со стороны электродвигателя).

Направление вращения ротора обозначено стрелкой на кожухе или на корпусе насоса.

Насосы К80-50-200 предназначены для стационарного применения.

Насос К80 50 200:

К - тип насоса, консольный;

80 - диаметр входного патрубка, мм;

50 - диаметр выходного патрубка, мм;

200 - номинальный диаметр колеса, мм.

Технические параметры насоса К80-50-200:

подача - 50 м³/час;

напор - 50 м в. ст.;

Кавитационный запас - 3,5 м;

давление на входе - не более 3,5 кг/ см² при использовании сальниковой набивки;

КПД - 65%;

масса насоса - 95 кг, насосного агрегата - 229 кг.

Характеристика ЦБ насоса К80-50-200:

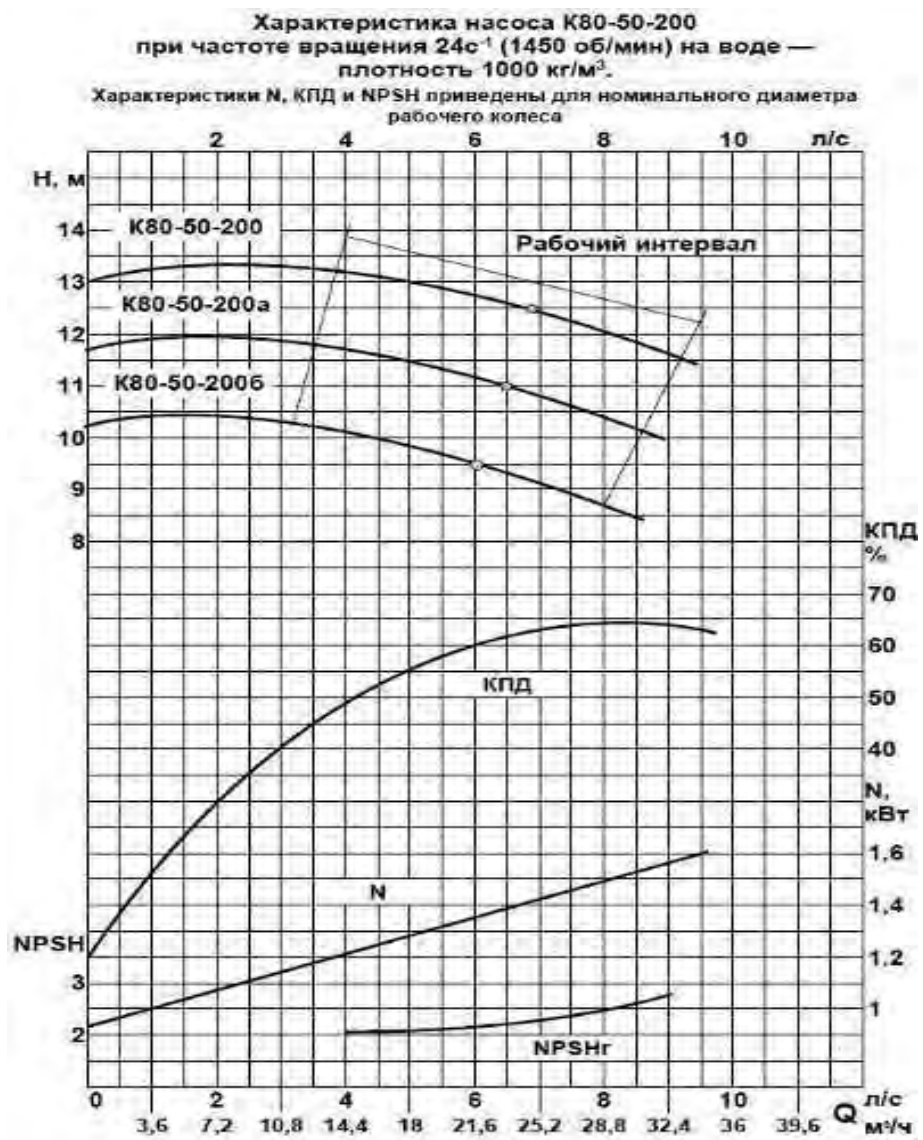


Рис. 7 –Характеристика насоса К80-50-200

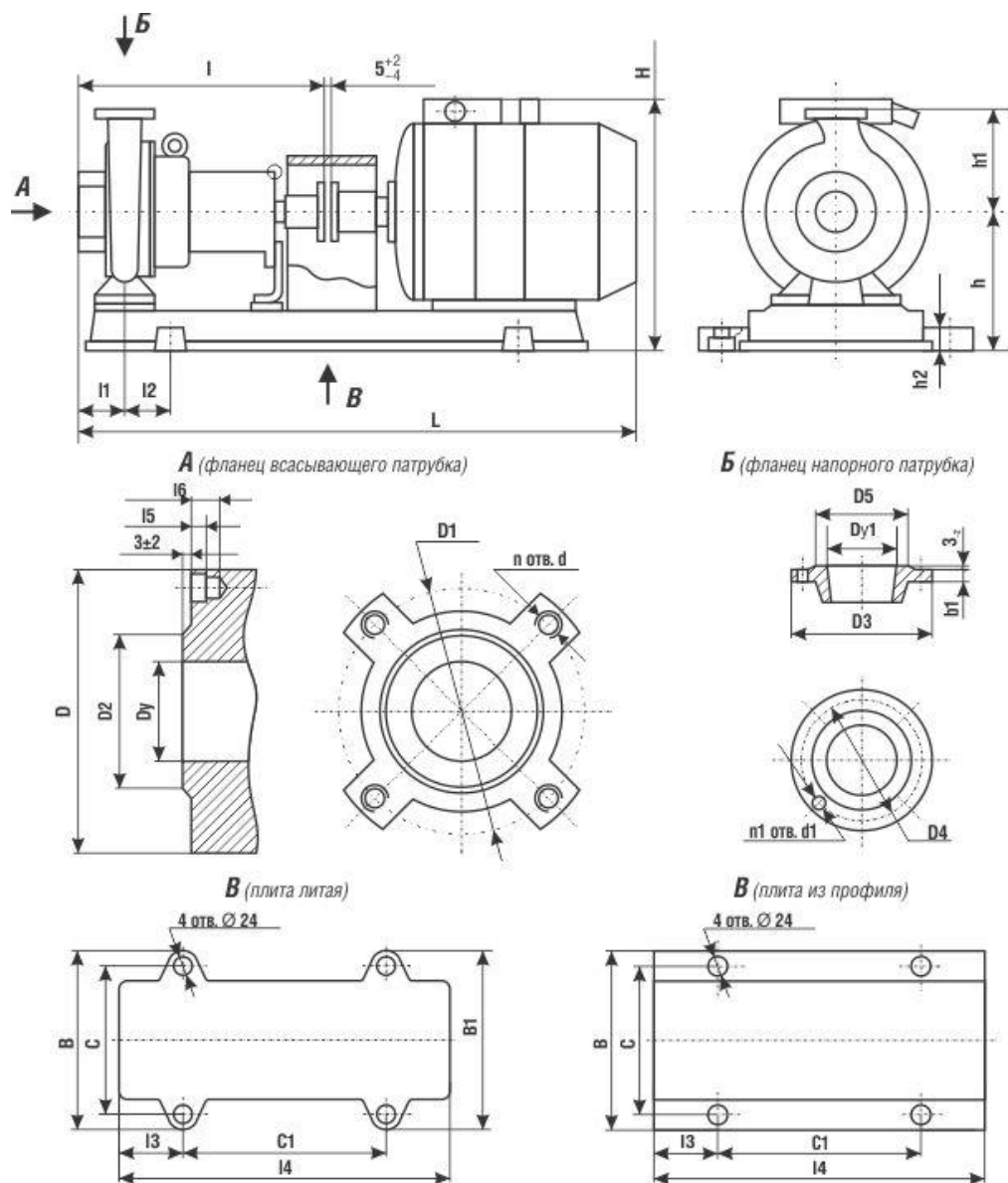


Рис. 8 – габаритные размеры консольного насоса К80-50-200

Регулирование байпасом

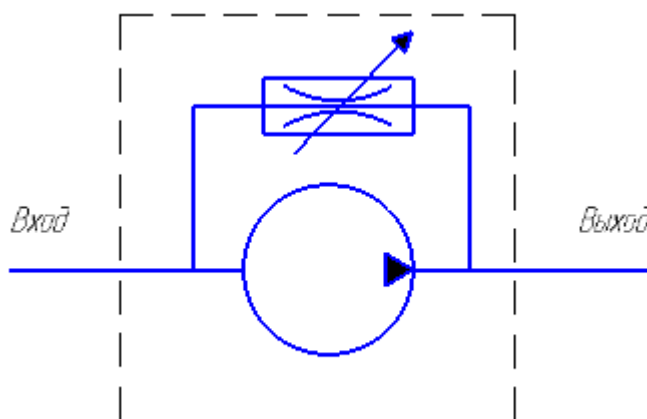
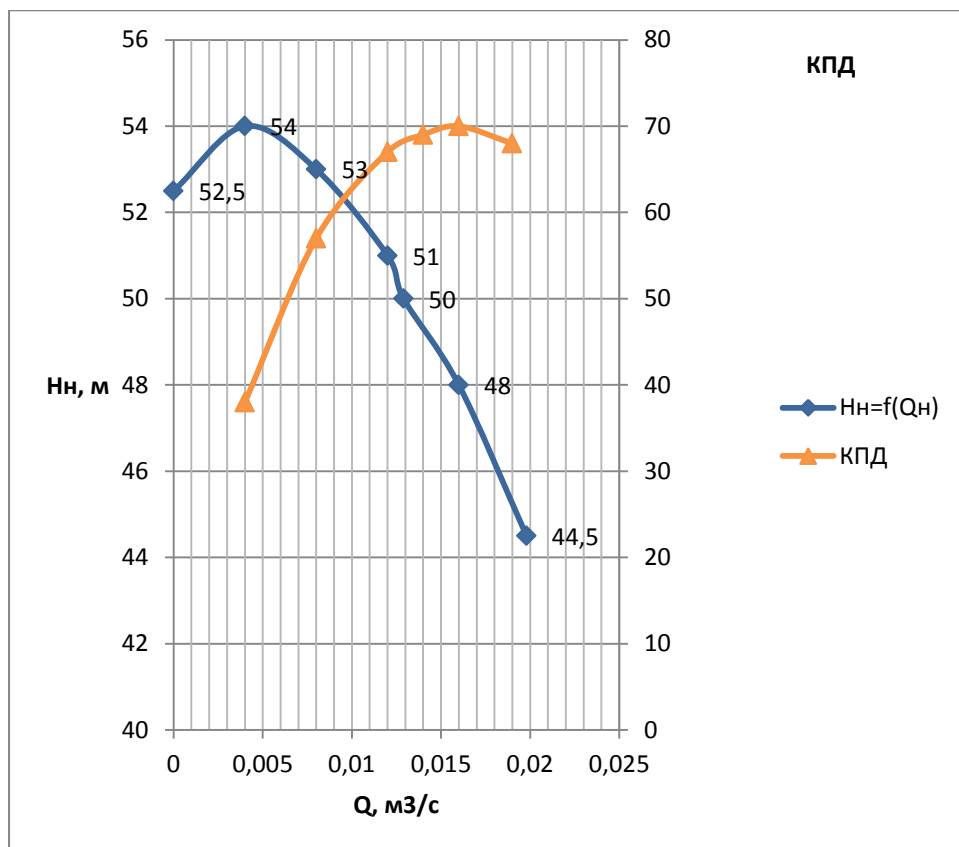


Рис. 9 – структурная схема регулирования насосной установки

Расход установки:

$$Q_{\text{уст}} = Q_{\text{н}} - Q_{\text{б}};$$

Напор установки:

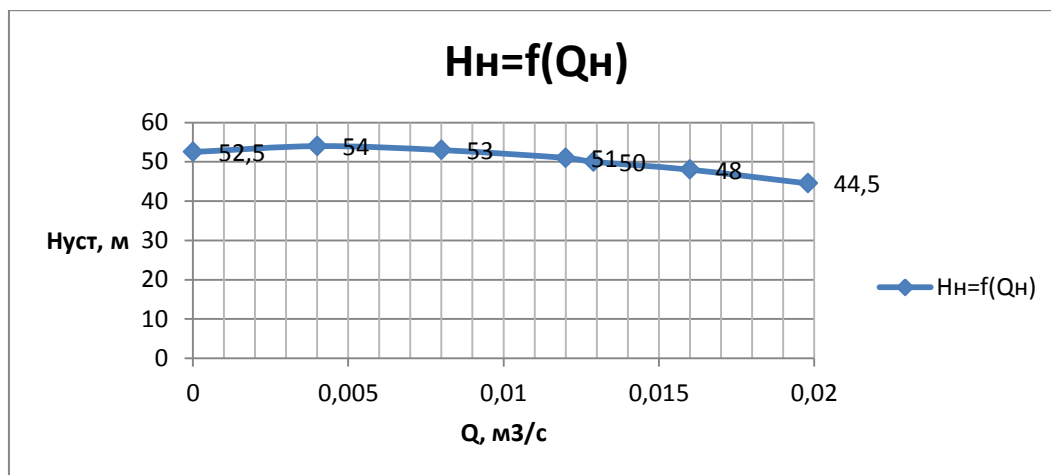
$$H_{\text{уст}} = H_{\text{н}};$$

Напор насоса:

$$H_H = \zeta_3 \frac{Q_6^2}{2gA_{\text{тр}}^2},$$

где Q_6 – расход через дроссель:

$$Q_6 = \sqrt{\frac{2gH_H}{\zeta_3}} \cdot A_{\text{тр}};$$



Выбираем режим работы насоса при максимальном КПД = 70%: $Q_H = 16$ л/с, $H_H = 48$ м.

Безразмерная характеристика

Примем, что полный напор равен:

$$h_{\text{уст}} = \frac{H_{\text{уст}}}{H_H} = 1;$$

тогда полный расход:

$$q = \frac{Q_{\text{уст}}}{Q_H} = \frac{Q_H - Q_6}{Q_H};$$

КПД установки

$$\eta_{\text{уст}} = \frac{N_{\text{мех}}}{N_{\text{затр}}} = \frac{\rho g Q_{\text{уст}} H_{\text{уст}} \eta_H}{\rho g Q_H H_H} = \eta_H h_{\text{уст}} q.$$

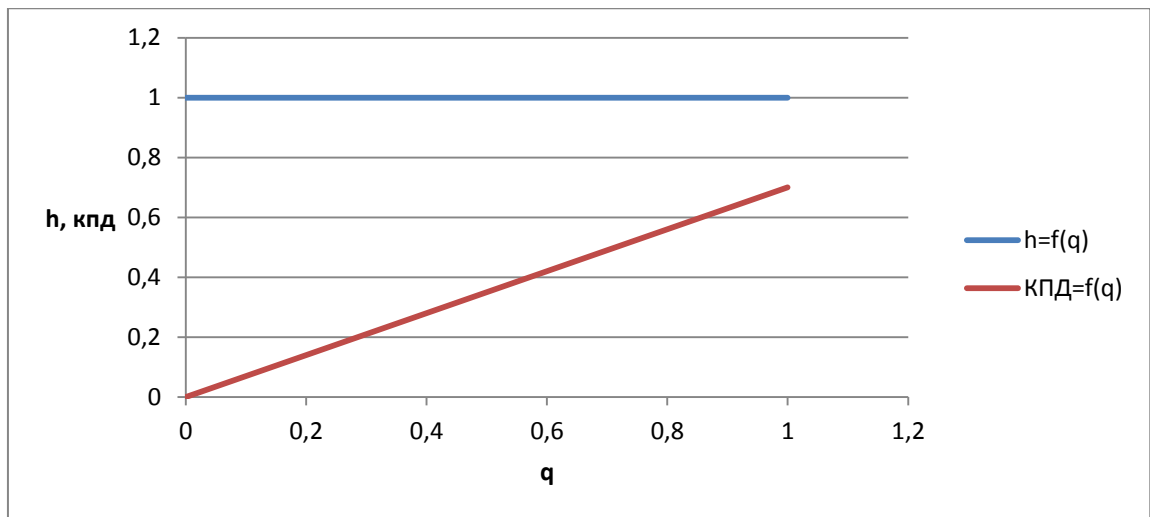


Рис. 10 – график изменения полного напора и КПД

Регулирование насоса с эжектором

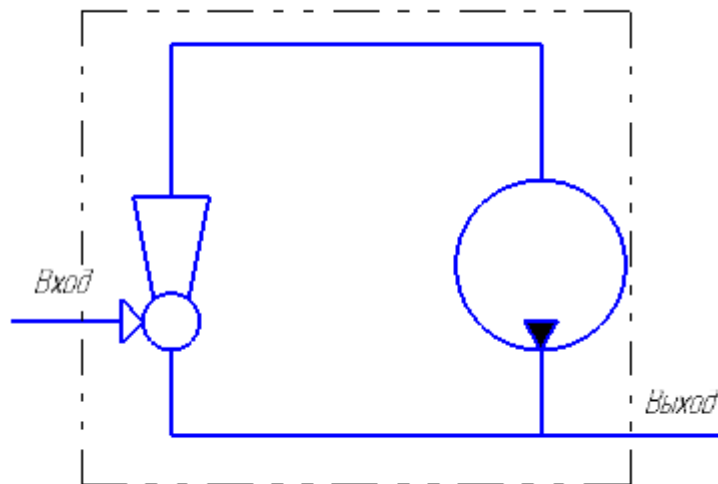


Рис. 11 – структурная схема насосной установки ЦБН насоса с регулируемым эжектором

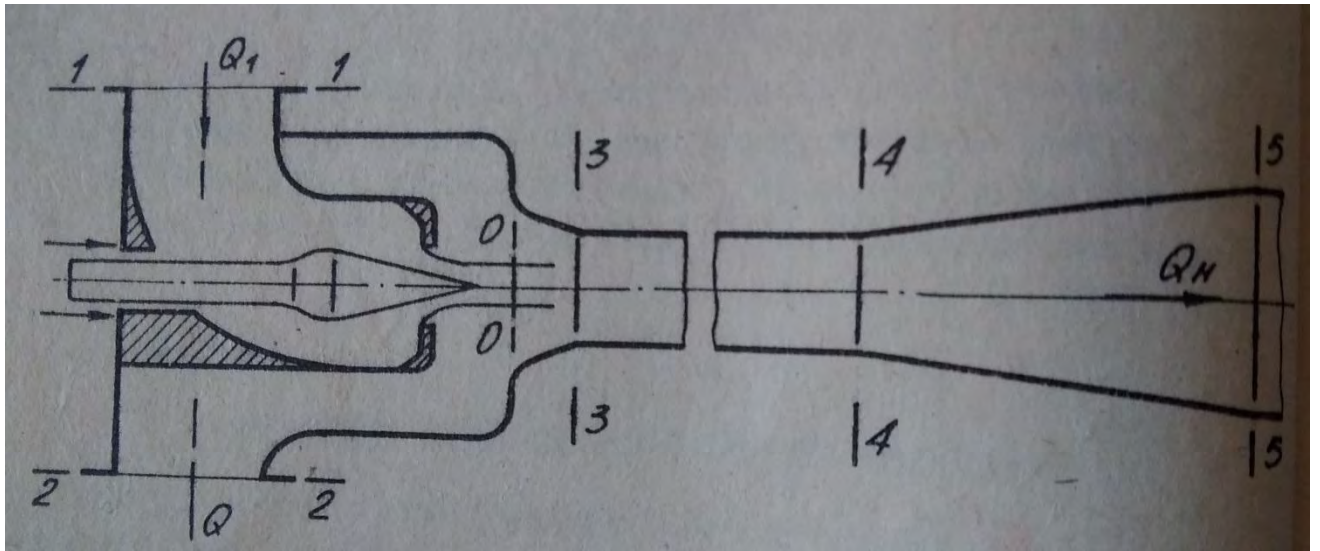


Рис.12 – Схема эжектора с регулируемой площадью активной струи

Напор в установке:

$$H_{\text{уст}} = H_{\text{н}} + H_{\text{эж}} = H_1 - H_2;$$

напор в эжекторе:

$$H_{\text{эж}} = H_5 - H_2;$$

относительный напор эжектора:

$$h_{\text{эж}} = \frac{H_5 - H_2}{H_1 - H_2};$$

относительный напор установки:

$$h_{\text{уст}} = \frac{H_{\text{уст}}}{H_{\text{н}}} = 1 + \frac{H_{\text{эж}}}{H_{\text{н}}};$$

$$h_{\text{уст}} = 1 + \frac{h_{\text{эж}} \cdot H_{\text{уст}}}{H_{\text{н}}} = 1 + h_{\text{эж}} h_{\text{уст}};$$

$$h_{\text{уст}} = \frac{1}{1 - h_{\text{эж}}};$$

коэффициент эжекции:

$$\alpha = \frac{Q_1}{Q_2} = \frac{Q_{\text{уст}}}{Q_{\text{н}} - Q_{\text{уст}}};$$

относительный расход установки:

$$q = \frac{Q_{уст}}{Q_n} = \frac{Q_{уст}}{Q_1 + Q_{эж}} = \frac{\frac{Q_{уст}}{Q_1}}{1 + \frac{Q_{уст}}{Q_1}} = \frac{\alpha}{1 + \alpha}$$

Полный расход установки зависит от полного коэффициента эжекции α .
 Зададимся несколькими значениями α , получим следующая зависимость:

α	0,5	0,7	1	1,5	2	2,5	2,75	3	3,5
$h_{эж}$	0,37	0,34	0,24	0,2	0,13	0,11	0,09	0,08	0,07
q	0,33	0,41	0,50	0,60	0,67	0,71	0,73	0,75	0,78
Ω	0,48	0,4	0,33	0,25	0,18	0,15	0,14	0,12	0,11
h	1,59	1,52	1,32	1,25	1,15	1,12	1,10	1,09	1,08
КПД	0,37	0,44	0,46	0,53	0,54	0,56	0,56	0,57	0,59

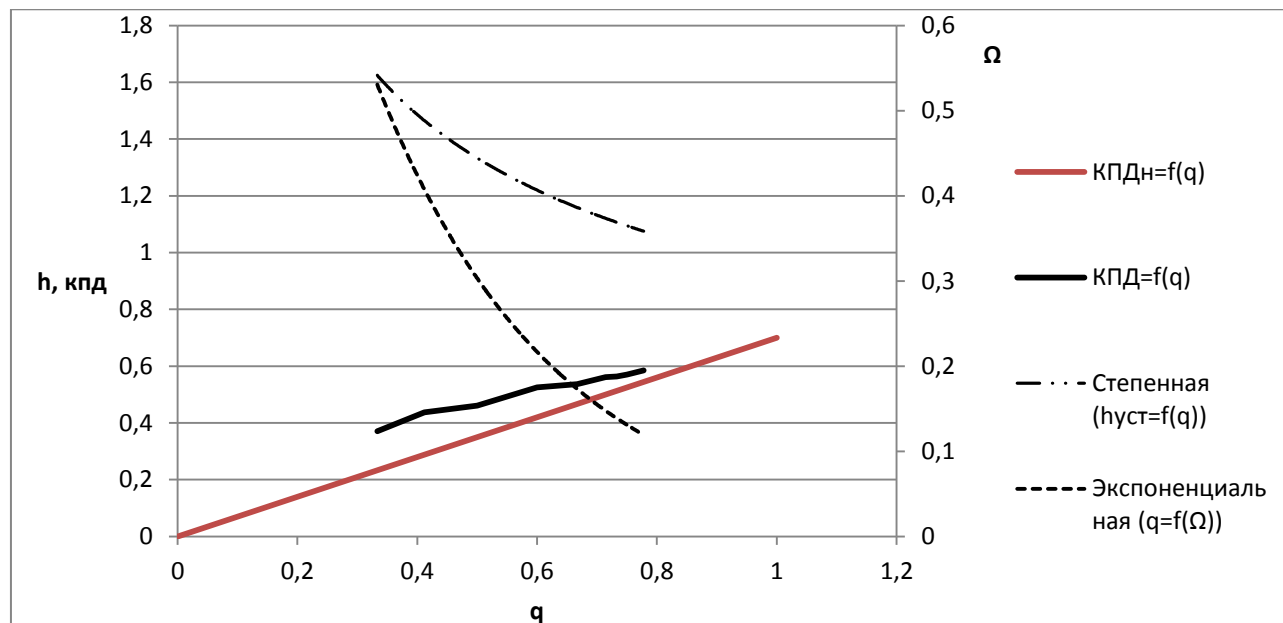


Рис. 13 – график зависимостей КПД, относительного напора и относительного расхода.

Расчет оптимальных размеров проточной части эжектора

Важно не только точно рассчитать гидравлические характеристики при проектировании $g_{и}$ $у_{и}$ $г$ $н$, но и правильно назначить основные геометрические формы и размеры. Геометрические формы и размеры отдельных

частей насоса должны удовлетворять определенным требованиям для того чтобы расчетные характеристики совпадали с действительными.

На основе системы уравнений, включающих в себя: уравнение баланса расходов, уравнение энергии для соплового участка, уравнения количества движения для смесительной камеры получается основная характеристика струйных аппаратов.

Получают основную характеристику жидкостного струйного аппарата в форме относительного повышения полного давления пассивного потока в результате решения этой системы.

$$\begin{aligned} \frac{\Delta P_{52}}{\Delta P_{12}} &= \frac{\bar{P}_5 - \bar{P}_2}{\bar{P}_1 - \bar{P}_2} \\ &= [1 - (1 - \Omega_{03}(1 - W))(1 - \Omega_{03}(1 - \delta W)) - \zeta_{\text{вх}}\delta W^2 \\ &\quad - (\zeta_{\text{раб.кам}} + \zeta_{\text{диф}})(\Omega_{03} + (1 - \Omega_{03})\delta W) \div [\beta(1 + \zeta_c)] \end{aligned}$$

Расчет гидроструйных насосов при заданных параметрах сводится к нахождению оптимального диаметра отверстия сопла, диаметра и длины камеры смешения, а также размеров диффузора.

Методы расчета гидроструйных насосов. Впервые теория гидроструйных насосов была предложена Г. Цейрона в 1863 г. Однако в связи со сложностью процессов, происходящих при смешении потоков, и взаимной передачей энергии от активного потока к пассивному до настоящего времени отсутствует общая аналитическая теория, позволяющая рассчитывать гидроструйные насосы, не обращаясь к использованию эмпирических величин. Определить длину, на которой полностью осуществляется полное перемешивание потоков рабочей и эжектируемой жидкостей, не позволяет отсутствие общей теории турбулентности, а также значения коррективов кинетической энергии и количества движения для характерных сечений струйного насоса. Сейчас предложено несколько методов для расчета гидроструйных насосов, основанных на следующих теориях: теории смешения двух потоков, теория распространения струи в массе покоящейся или движущейся жидкости, механике тел переменной массы.

Основы расчета гидроструйных насосов это работа на однородных жидкостях. В книге Б.Ф. Лямаев Гидроструйные насосы и установки первоначально проводятся расчетные соотношения для гидравлических характеристик аппаратов с центральным соплом, а затем для аппаратов с кольцевым соплом.

Гидравлический режим работы струйного насоса при $\rho = const$ можно охарактеризовать следующими параметрами:

1) Рабочий напор.

$$H_p = H_{p1ц} - H_{c2д} = \left(\frac{P_{p1ц}}{\rho g} + \frac{v_{p1ц}^2}{2g} \right) - \left(\frac{P_{c2д}}{\rho g} + \frac{v_{c2д}^2}{2g} \right)$$

2) Полезный напор, создаваемый гидроструйным насосом.

$$H_{п} = H_{c2д} - H_{н1к} = \left(\frac{P_{c2д}}{\rho g} + \frac{v_{c2д}^2}{2g} \right) - \left(\frac{P_{н1к}}{\rho g} + \frac{v_{н1к}^2}{2g} \right)$$

3) Расход рабочей жидкости

$$Q_p = v_{p2ц} S_{2ц} = v_{p2ц} \frac{\pi d_{2ц}^2}{4}$$

4) Расход пассивной жидкости (полезный расход).

$$Q_n = v_{н2к} S_{2к} = v_{н2к} \frac{\pi}{4} (d_{1г}^2 - d_{2ц}^2)$$

КПД струйного насоса можно найти по формуле

$$\eta = \frac{H_{п} Q_n}{H_p Q_p}$$

Камера смешения (горловина) является одним из основных элементов струйного насоса, где в процессе перемешивания происходит передача энергии от струи рабочей жидкости к эжектируемой среде, то есть от активного потока к пассивному. Диаметры в начале камеры смешения и в ее конце могут быть различными, но в результате исследований удалось установить, что использование гидроструйных насосов с цилиндрической камерой смешения позволяет работать при максимальном КПД. Процесс перемешивания рабочей и пассивной жидкостей и выравнивание скоростей жидкости по длине камеры, при использовании цилиндрической камеры смешения, сопровождается некоторым

повышением гидростатического давления. Далее в диффузоре происходит дальнейшее повышение давления и снижение скорости жидкости до значений, допустимых для экономичного транспортирования жидкости по трубам.

Для расчета нормальных гидравлических характеристик гидроструйных насосов необходимо определение следующих параметров:

- 1) Расход рабочей Q_p и пассивной Q_n жидкостей (расход смешанной жидкости на выходе из гидроструйного насоса $Q_c = Q_p + Q_n$);
- 2) Полные напоры (удельные энергии) рабочей H_p , пассивной H_n и смешанной H_c жидкостей;
- 3) Два основных геометрических параметра, характеризующий гидроструйный насос: площадь выходного сечения сопла S_c и площадь поперечного сечения горловины S_r .

Необходимо определить 7 основных параметров для расчета гидроструйного аппарата (Q_p , Q_n , H_p , H_n , H_c , d_r , d_c). Для расчета необходимо составить следующие уравнения:

- 1) Уравнения изменения количества движения (уравнение импульсов) по длине камеры смешения;
- 2) Уравнение для рабочего напора активного потока;
- 3) Уравнение для полезного напора пассивного потока.

В учебном пособии В.К. Темнов Е.К. Спиридонов Расчет и проектирование жидкостных эжекторов изложены современные методы расчета эжекторов, предназначенных для транспортировки жидких и газообразных сред, твердого сыпучего материала. В основу расчета положены экстремальные характеристики, позволяющие выбрать наиболее эффективный и экономичный вариант эжектора для конкретной установки. Приведены рекомендации по профилированию проточной части аппарата.

Принцип работы любого струйного аппарата основан на эжеционных свойствах струи – способности увлекать за собой окружающую среду, будь то жидкость, газ или зернистая твердая масса. Передача количества движения и энергии происходит при смешении активного потока с пассивным.

С помощью уравнения количества движения, неразрывности и энергии определяют повышение полного давления у пассивного потока в эжекторе.

$$\begin{aligned} \Delta P_{52}^* &= P_5^* - P_2^* \\ &= \frac{\rho_1 v_0^2}{2} [1 - (1 - \Omega_{03}(1 - W))(1 - \Omega_{03}(1 - \delta W)) \\ &\quad - (\zeta_T + \zeta_d)(\Omega_{03} + (1 - \Omega_{03})\delta W)(\Omega_{03} + (1 - \Omega_{03})W) - \zeta_{вх} \delta W^2] \end{aligned}$$

При работе эжектора на однородных средах:

$$\begin{aligned} \frac{\Delta P_{52}}{\Delta P_{12}} &= \frac{\bar{P}_5 - \bar{P}_2}{\bar{P}_1 - \bar{P}_2} \\ &= [1 - (1 - \Omega_{03}(1 - W))(1 - \Omega_{03}(1 - \delta W)) - \zeta_{вх} \delta W^2 \\ &\quad - (\zeta_{раб.кам} + \zeta_{диф})(\Omega_{03} + (1 - \Omega_{03})\delta W) \div [\beta(1 + \zeta_c)] \end{aligned}$$

Уравнение является основным уравнением эжекции несжимаемых сред в цилиндрической камере смешения. Первые 2 слагаемых в квадратных скобках выражают повышение давления эжекторе без сопротивления, а остальные – потери полного давления на внутренних сопротивлениях.

Решающее влияние на работу эжектора оказывают относительная площадь сопла Ω , относительная скорость пассивного потока при входе в смесительную камеру W , относительная плотность пассивного потока δ и внутренние сопротивления. Чем больше относительная площадь сопла, чем меньше относительные скорость и плотность пассивного потока, чем меньше внутреннее сопротивление эжектора, тем значительнее повышение полного давления в эжекторе.

Переходя от относительной скорости пассивного потока в уравнение эжекции к коэффициенту эжекции $\alpha = \frac{Q_2}{Q_1} = \frac{1-\Omega}{\Omega} W$ получаем главную характеристику эжектора, выражающую зависимость относительного повышения полного давления у пассивного потока от коэффициента эжекции:

$$\begin{aligned} \frac{\Delta P_{52}^*}{\Delta P_{12}^*} &= [1 - \left(1 - \Omega + \frac{\Omega^2}{1 - \Omega} \alpha\right) \left(1 - \Omega + \frac{\Omega^2}{1 - \Omega} \alpha\right) - \zeta_{вх} \delta \left(\frac{\Omega \alpha}{1 - \Omega}\right)^2 \\ &\quad - (\zeta_T + \zeta_d) \Omega^2 (\alpha + 1) (\delta \alpha + 1)] \div [\beta(1 + \zeta_c)] \end{aligned}$$

В случае однородных жидкостей:

$$\frac{\Delta P_{52}^*}{\Delta P_{12}^*} = [1 - \left(1 - \Omega + \frac{\Omega^2}{1 - \Omega} \alpha\right) \left(1 - \Omega + \frac{\Omega^2}{1 - \Omega} \alpha\right) - \zeta_{\text{вх}} \delta \left(\frac{\Omega \alpha}{1 - \Omega}\right)^2 - (\zeta_{\text{т}} + \zeta_{\text{д}}) \Omega^2 (1 + \alpha)^2] \div [\beta (1 + \zeta_{\text{с}})]$$

Параметр β может быть найден по формуле:

$$\beta = 1 - j \frac{1 + \zeta_{\text{вх}}}{1 + \zeta_{\text{с}}} \delta \left(\frac{\Omega \alpha}{1 - \Omega}\right)^2 \approx 1 - j \delta \left(\frac{\Omega \alpha}{1 - \Omega}\right)^2$$

Если построить множество безразмерных характеристик для разных эжекторов, то она займет часть режимного поля между огибающей напорных характеристики и полуосями абсцисс и ординат. Возможные режимы работы эжекторов расположен в этой области. Верхняя граница области – огибающая напорных характеристик – устанавливает предельно достижимые значения параметров эжектора (предельный относительный перепад полного давления при разных коэффициентах эжекции или предельный коэффициент эжекции при разных относительных перепадах полного давления) и поэтому называется экстремальной напорной характеристикой эжекторов.

Экстремальная напорная характеристика является собирательной, так как разные точки принадлежат разным эжекторам, имеющим разную относительную площадь сопла. Соотношение площадей сопла и смесительной камеры, которое обеспечивает предельно достижимый относительный перепад полного давления при данном коэффициенте эжекции, называют оптимальным. Оптимальная относительная площадь сопла зависит от коэффициента эжекции, и эта зависимость выражается другой экстремальной характеристикой.

Эффективность работы эжектора характеризуется КПД

$$\eta = \frac{Q_2 \Delta P_{52}^* + K Q_1 \Delta P_{12}^*}{Q_1 \Delta P_{12}^*} = (\alpha + K) \frac{\Delta P_{52}^*}{\Delta P_{12}^*}$$

Эжектор выполняет две функции: является одновременно и смесителем, и генератором энергии для пассивного потока, обеспечивает непрерывное перемешивание потоков и передает энергию от одного потока, другому.

На установках, где используются обе функции эжектора, он работает с наивысшей эффективностью, с пользой расходуется не только энергия пассивного потока, но и остаточная энергия активного потока.

Экстремальные характеристики позволяют выбрать оптимальный вариант эжектора для конкретной установки.

Максимально допустимый коэффициент эжекции для любой установки находится путем сопоставления располагаемого и потребного перепадов давления на выходе и входе эжектора. Перепад полных давлений, который может создать эжектор называется располагаемым. От коэффициента эжекции зависит максимально возможная величина этого перепада, определяется экстремальной напорной характеристикой эжектора.

Перепад полных давлений на выходе и входе эжектора, необходимый для преодоления статического напора установки и гидравлических сопротивлений всасывающей и напорной линии называется потребным. Потребный перепад полного давления будет зависеть от коэффициента эжекции, так как потери давления зависят от расхода жидкости.

При определении оптимальных размеров эжектора в первую очередь определяют базовые размеры: диаметр выходного сечения соплового устройства d_0 и диаметр смесительной камеры d_3 :

$$\Omega = \frac{d_0}{d_3},$$

где Ω – относительная площадь сопла.

Для оптимального решения конструкционной задачи, примем что:

$$\left(\frac{d_0}{d_3}\right)^{max} = 0,7.$$

Тогда, относительная площадь сопла равняется:

$$\Omega^{max} = (0,7)^2 = 0,47.$$

Расход установки равен:

$$Q_{\text{уст}} = q \cdot Q_{\text{н}} = 0,41 \cdot 0,016 = 0,00656 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} = 6,6 \frac{\text{л}}{\text{с}}$$

Напор в установке равен:

$$h_{\text{уст}} = \frac{H_{\text{уст}}}{H_{\text{н}}} \Rightarrow H_{\text{уст}} = h_{\text{уст}} \cdot H_{\text{н}} = 1,51 \cdot 48 = 72,5 \text{ м};$$

Скорость пассивного потока:

$$\alpha = \frac{Q_1}{Q_2} \Rightarrow Q_2 = \frac{Q_1}{\alpha} = \frac{6,6}{0,7} = 9,4 \text{ л/с};$$

напор в эжекторе:

$$H_{\text{эж}} = H_{\text{уст}} - H_{\text{н}} = 72,5 - 48 = 24,5 \text{ м};$$

Напор активного потока H_{12} равен напору в эжекторе:

$$H_{12} = H_{\text{эж}} = 72,5 \text{ м}.$$

Площадь выходного сечения сопла:

$$A_0 = \frac{Q_1}{V_0},$$

где A_0 – площадь выходного сечения сопла;

V_0 – скорость струи в выходном сечении сопла;

$$V_0 = \sqrt{\frac{2 \cdot H_{12}}{1 + \zeta_c}},$$

где ζ_c – коэффициент сопротивления сопла, $\zeta_c=0$;

$$V_0 = \sqrt{\frac{2 \cdot 72,5}{1 + 0,1}} = 11,5 \frac{\text{м}}{\text{с}},$$

Тогда площадь выходного сечения сопла равна:

$$A_0 = \frac{6,6 \cdot 10^{-3}}{11,5} = 0,184 \text{ мм}^2,$$

Диаметр выходного сечения сопла равняется:

$$d_0 = \sqrt{\frac{4 \cdot A_0}{\pi}} = 25 \text{ мм},$$

Диаметр горловины смесительной камеры:

$$d_3 = \frac{d_0}{\sqrt{\Omega}} = 50 \text{ мм}.$$

Длина соплового устройства:

$$l_0 = 3.5 \cdot d_0 = 3,5 \cdot 25 = 87,5 \text{ мм}.$$

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В ходе работы был выполнен анализ дроссельного регулирования насосных установок, а именно центробежный насос с дросселем и центробежный насос с эжектором.

Насосная установка с эжектором по сравнению с дросселем:

- напор установки выше;
- улучшен кавитационный режим работы;
- КПД выше.

Т.О. насосная установка с эжектором лучше, чем с дросселем.-

Библиографический список

1. Спиридонов Е.К., Бровченко П.Н. Динамические насосы. Курсовые задания: Учебное пособие. – Челябинск; ЮУрГУ, 1998. – 35с.
2. Темнов В.К., Спиридонов Е.К. Расчет и проектирование жидкостных эжекторов: Учебное пособие.- Челябинск: ЧПИ, 1984. – 44с.
3. Анурьев В.И. Справочник-конструктора машиностроителя, в 3-х томах, т.3. – М: Машиностроение, 2000. – 859 с.
4. Темнов В.К. Сборник задач по технической гидроаэромеханике. 4-е изд., доп. и перераб. – Челябинск: Изд. ЧГТУ, 1997. -80 с.
5. Свешников В.К. Станочные гидроприводы: Справочник. 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение. 1995. – 448 с.: ил. (Б-ка конструктора).
6. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: Учебник для машиностроительных вузов / Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов и др. – 2-е изд., перераб. – М.: Машиностроение, 1982. – 423 с., ил.
7. Справочник по гидравлическим сопротивлениям/Под редакцией М.О. Штейнберга. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1992. – 672 с.: илл.
8. Ефимович В.Ф. Руководство к курсовому проектированию центробежных насосов. – Челябинск: ЧПИ, 1972.
9. Чиняев И.А. Лопастные насосы: Справочное пособие. – Л.: Машиностроение, 1973.
- 10.Пфлейдерер К. Лопаточные машины для жидкостей и газов. – М.: Машгиз, 1960.
- 11.Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / Под ред. М.О. Штейнберга – 3-е изд., перераб. И доп. – М.: Машиностроение, - 1992. – 672 с.
- 12.Соколов Е.Я., Зингер Н.М. Струйные аппараты. – М.: Энергия, 1970.
- 13.Феодосьев В.И. Сопротивление материалов. – Учебник для машиностроительных вузов. – 5-е изд. – М.: Наука, 1970. - 544 с.

14. Спиридонов Е.К., Прохасько Л.С. Расчет и проектирование лопастных насосов: Учебное пособие к курсовому проекту. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2003. – 62 с.