**2.4. Насосные установки**

 **НАЗНАЧЕНИЕ И УСТРОЙСТВО НАСОСОВ**

Насосные установки широко применяются на элект­ромашиностроительных предприятиях для перекачива­ния (транспортировки) жидких сред — вязких жидко­стей, а также технологической и охлаждающей воды. Сюда относятся, например, насосы для перекачки охлаж­дающей эмульсии в металлообработке, насосы в системе водоснабжения и канализации, специальные насосы для химических сред (щелочей и кислот) в гальванических цехах, насосы для пропиточных составов, лакокрасочных материалов и т.д.

По способу действия насосы разделяются на поршне­вые и центробежные, их устройство подобно устройству поршневых и центробежных компрессоров (см. рис. 17-1),

Поршневые насосы применяются для перекачивания воды при больших высотах всасывания (до 5—6 м). Вви­ду возвратно-поступательного движения поршня для та­ких насосов, как и для поршневых компрессоров, харак­терны неравномерность хода и пульсация нагрузки на валу (при всасывании жидкости имеет место холостой ход, при сжатии — рабочий ход). Работа поршневых на­сосов сопровождается поэтому неравномерным течением жидкости в напорном трубопроводе. Для сглаживания пульсаций нагрузки и повышения равномерности хода применяют в одном насосе несколько рабочих цилинд­ров, а на валу устанавливают маховик.

Поршневые насосы пускаются при открытой задвиж­ке на напорном трубопроводе, иначе может произойти авария. Если насос работает на магистраль, где поддер­живается постоянный напор Н, то поршню при каждом ходе приходится преодолевать постоянное среднее уси­лие независимо от скорости перемещения. Среднее зна­чение мощности на валу насоса Pcp=cHQ, но так как H=const, то Pср=C1Q = C2w. Следовательно, среднее зна­чение момента на валу насоса при постоянном противо­давлении не зависит от угловой скорости вала:

Mср=Рср/w=c2w/w=const



Таким образом, поршневой насос пускается в ход под нагрузкой, и от приводного двигателя требуется повы­шенный пусковой момент.

**Установки с центробежными насосами** (рис. 18-1) получили наибольшее распространение. В спиральном корпусе 1 насоса помещается рабочее колесо 2 с лопат­ками. При вращении колеса двигателем Д жидкость, поступающая к центру колеса из заборного резервуара 6 через всасы­вающий трубопровод 7 **и** открытую задвижку 8, центробежной силой вы­брасывается по лопаткам на периферию корпуса. В результате в центре рабочего колеса создает­ся разрежение, жидкость засасывается в насос, снова выбрасывается лопатками колеса на пери­ферию корпуса и далее подается в напорный трубопровод 3. Таким образом, в системе при от­крытой задвижке 5 со­здается непрерывное те­чение жидкости и центро­бежный насос имеет рав­номерный ход. Зависи­мость мощности на валу двигателя от скорости у этих насосов подобна аналогичным характеристикам центробежных компрессоров и вентиляторов (см. рис. 17-1,г), т.е. Рдв=сw

Перед пуском центробежной насос нужно заполнить жидкостью. Насос может находиться как ниже, так и вы­ше уровня жидкости, подлежащей подъему или перекач­ке. Если он расположен ниже уровня жидкости (рис. 18-1), то для его заливки достаточно открыть вентиль 8. Если же насос находится выше уровня перекачиваемой жидкости, то для заливки требуется создать разрежение внутри корпуса насоса при помощи специального ваку­ум-насоса, в качестве которых обычно применяют поршневые насосы. В последнее время для заливки таких на­сосов стали применять аккумуляторные баки Такой бак устанавливается выше уровня насоса, через него проходит всасывающий трубопровод, и после остановки насос оказывается залитым жидкостью, как если бы он находился ниже заборного резервуара.

После заливки корпуса насоса может быть включен приводной двигатель. Применяют три способа пуска центробежных насосов: Пуск при закрытой напорной задвижке 5 (рис. 18-1), при котором плавно повышается давление в напорном трубопроводе и исключается гидравлический удар в си­стеме. От двигателя не требуется повышенный пусковой момент, так как пуск происходит практически вхолостую (момент Мсп на валу двигателя составляет 10—20% Мном в начале пуска и 30—40% в конце), но дополни­тельно тратится время на последующее открывание за­движки.

Пуск при открытой напорной задвижке удобен, если насос расположен ниже уровня жидкости в заборном ре­зервуаре и имеется обратный клапане (рис. 18-1). В этом случае не тратится время на открывание задвижки, и общее время пуска агрегата меньше, хотя пуск самого двигателя более длителен из-за увеличения Мс,п.

Пуск с одновременным включением привода откры­вания напорной задвижки насоса можно рассматривать как частные случаи первого и второго способов в зави­симости от соотношения времени открывания задвижки и пуска насоса.

При остановке насоса надо вначале медленно — во избежание гидравлического удара — закрыть напорную задвижку, а затем отключить двигатель насоса. Предва­рительное закрывание задвижки до остановки насоса необходимо при отсутствии обратного клапана для пре­дотвращения работы насоса в качестве гидротурбины под напором жидкости, находящейся в системе. Такой режим может привести к аварии насосного агрегата.

*Производительность* центробежных насосов можно регулирован» сле­дующими способами:

* дросселированием трубопровода (например, закрывать задвижки на напорной магистрали);
* изменением угловой скорости (***ω*** ) приводного ЭД (например, изменением напряжения в цепи статора АД);
* изменением числа работающих на магистраль агрегатов;
* изменением положения рабочего органа механизма (например, пово­ротом лопаток рабочего колеса).

осуществляется прикрытием задвижки на напоре, при неизменной угловой скорости насоса. При этом положе­нии рабочей точки (РТ) производительность уменьшится, а напорувеличится (теоретически). Реально часть напоратеряется на регули­рующем устройстве, а следовательно, фактический напор тоже уменьшится. Расчеты показывают, что уменьшение производительности *(Q)* в два раза приводит к снижению КПД насоса в 4 раза и увеличивает потери мощности до 38 *%* от номинальной мощности ЭД.

Следовательно, данный способ целесообразно применять и установках небольшой мощности (несколько кВт) при преобладании статического на­пора в магистрали.

***Изменение угловой скорости***осуществляется изменением подводимого к статору электродвигателя напряжения (дроссель насыщения) или включением в цепь ротора добавочного сопротивления. При этом характеристика насоса пе­ремещается вниз параллельно номинальной.

Расчеты показывают, что электрический способ регулирования более экономичен, чем дросселирование, так потери мощности меньше (до 16%). Следовательно, данный способ целесообразно применять в установках средней мощности (десятки кВт).

*Примечание*—Для установок большой мощности (сотни и тысячи кВт) этот способ неэкономичен; в этом случае применяются каскадные схемы электроприводов, в которых «потери скольжения» возвращаются в сеть или преобразую гея в механическую мощность и поступают на вал механизма; преобразование «энергии скольжения» возможно с по­мощью вентильных схем или вспомогательных машин на одном валу с главным двигателем.

* ***Изменение числа работающих агрегатов,*** подключенных на магистраль параллельно, целесообразно применять при статическом напоре, так как общая производительность совместно работающих агрегатов — это сумма производительностей всех работающих агрегатов, что обеспечивает их эко­номичную работу.
* *Примечание.* При динамическом напоре общая производительность уве­личивается незначительно, а агрегаты работают с пони­женным КПД.

**ОСОБЕННОСТИ ЭЛЕКТРОПРИВОДА И ВЫБОР МОЩНОСТИ ДВИГАТЕЛЕЙ НАСОСОВ**

Насосы относятся к числу механизмов с продолжи­тельным режимом работы и постоянной нагрузкой. При отсутствии электрического регулирования скорости в насосных агрегатах небольшой мощности обычно приме­няют асинхронные двигатели с короткозамкнутым рото­ром, питаемые от "сети 380 В. Для привода насосов мощ­ностью свыше 100 кВт устанавливают асинхронные и синхронные двигатели на 6 и 10 кВ с прямым пуском, т. е. с включением на полное напряжение сети.

Двигатели поршневых насосов соединяются с валом насоса через замедляющую передачу (клиноременную или зубчатую), поскольку поршневые насосы являются тихоходными механизмами. Центробежные насосы в большинстве случаев выполняются быстроходными, по­этому их приводные двигатели имеют высокую угловую скорость (к>о=150—300 рад/с) и соединяются с валом насоса непосредственно.

Мощность двигателя насоса Рд,в, кВт, определяется по формуле



где р — плотность перекачиваемой жидкости, кг/м3; g— =9,81—ускорение свободного падения, м/с2; Q — про­изводительность насоса, м3/с; Нс — статический напор, определяемый, как сумма высот всасывания hB и нагне­тания hB, м (рис. 18-2); ∆Н — потеря напора в трубопро­водах насосной установки, м, который зависит от сечения и качества обработки труб, кривизны участков трубопровода, наличия вентилей и задвижек и т.д.; ŋном—КПД насоса, принимаемый: для поршневых на­сосов 0,7—0,9; для центробежных насосов с давлением свыше 0,4-105 Па 0,6—0,75; с давлением до 0,4-105 Па 0,45—0,6; ŋп — КПД передачи, равный 0,9—0,95; k3— коэффициент запаса; рекомендуется принимать ею 1,1 — 1,3 в зависимости от мощности двигателя.

Для центробежного насоса особо важен правильный выбор угловой скорости двигателя, так как производи­тельность насоса Q, создаваемый им напор Н, момент М и мощность Р на валу двигателя зависят от угловой ско­рости со. Для одного и того же насоса значения Q1 H1, M1 и Р1при скорости w1 связаны со значениями Q2, Н2, М2, и Р2 при скорости w2 соотношениями:



Из этих соотношений следует, что при завышении скорости двигателя потребляемая им мощность резко возрастает, что приводит к перегреву двигателя. При заниженном значении скорости двигателя создаваемый насосом напор может оказаться недостаточным, и насос не будет перекачивать жидкость.



Эксплуатационные свойства механизмов центробеж­ного типа (насосов, компрессоров и вентиляторов) опре­деляются зависимостью напора Н (давления жидкости или газа на выходе механизма») от производительности Q при различных угловых скоростях со механизма. Эти зависимости, называемые Q—H-характеристиками, обыч­но приводятся в виде графиков в каталогах для каждо­го конкретного механизма.