**1. Технология монтажа осевого насоса.**

**1.1. Конструкция осевого насоса.**

Согласно ГОСТ 6812–58, осевые насосы выполняются в двух модификациях: О – осевой с неподвижно закрепленными лопастями; Оп – осевой с поворотными рабочими лопастями.

Кроме букв О или Оп шифр насоса включает две цифры: первая указывает номер модификации рабочего колеса, а вторая – диаметр рабочего колеса (см). Например, насос Оп-2-110 – осевой с поворотными лопастями, с рабочим колесом второй модификации и диаметром dв=1100мм. Девять размеров колес в сочетании с шестью модификациями рабочих колес и различными числами оборотов обеспечивают подачу (0,2÷18) м3/сек и напор (13÷220) дж/кг. Число лопастей в рабочих колёсах 2÷6.

Осевые насосы используются в качестве циркуляционных насосов, в шлюзовых насосных установках, в береговых насосных станциях водоснабжения, в ирригационных системах.

На рисунке 1 показан осевой насос с поворотными лопастями Оп-3-110. Насос вертикальный, часть корпуса, в которой расположено рабочее колесо, стальная, сварена в виде разъемной камеры; остальные части корпуса литые чугунные. Рабочие лопасти литые стальные, заканчиваются цапфами, к которым крепятся рычаги. Другим концом рычаги соединяются серьгами с крестовиной. Крестовина соединена со штоком, проходящим сквозь вал и имеющим осевые перемещения, в результате которых все лопасти поворачиваются одновременно. Спрямляющие лопасти литые чугунные. Вал насоса вращается в двух подшипниках скольжения с резиновыми или лигновалиевыми вкладышами. Смазка подшипников водяная; в период пуска вода для смазки подается из технического водопровода. В корпусе насоса имеется люк для контроля за работой нижнего подшипника.

Рис.1. Осевой насос Оп-3-110.

**1.2. Устройство осевого насоса и вентилятора.**

Принципиальная схема современного одноступенчатого осевого насоса представлена на рисунке 2,а. Для обеспечения плавного входа жидкости и создания равномерного поля скоростей перед рабочим колесом к корпусу насоса 1 крепится входной коллектор 2. Из коллектора жидкость поступает на рабочие лопасти 3, закрепленные вместе с обтекателем 4 на втулке 5, проходит через спрямляющий аппарат 6, лопасти которого крепятся к корпусу и цилиндрической обечайке 7, и далее через диффузор, образованный корпусом и конической обечайкой, подается в напорную линию.

Рис.2. Схема осевого насоса и распределения скоростей и давлений вдоль его оси.

Рабочие лопасти, как и в центробежной машине, сообщают жидкости кинетическую и потенциальную энергию; скорость за рабочим колесом с2 больше скорости перед ним с1. назначение спрямляющего аппарата то же, что лопастных и канальных диффузоров: преобразование кинетической энергии в потенциальную. Отличительной особенностью спрямляющего аппарата, определившей его название, является почти полное устранение вращения потока, закрученного рабочим колесом; обычно за спрямляющим аппаратом скорость с3 имеет осевое направление: с3α =с1α; с3*и*=0. Цифровые индексы у скоростей соответствуют номерам сечений, указанных на рис.1,а: 0 – перед насосом; 1 – перед рабочими лопастями; 2 – за рабочими лопастями; 3 – за спрямляющим аппаратом; 4 – за диффузором. Здесь же показана разверстка сечения рабочих и спрямляющих лопастей цилиндрической поверхностью произвольного радиуса r на плоскость. Профили лопастей такого сечения образуют осевые решетки рабочих и спрямляющих лопастей. В каждом сечении получаются свои профили, поскольку обычно лопасти закрученные, переменного по высоте профиля.

На рис.1,б показана схема распределения скоростей и давлений вдоль оси насоса. Перед входной воронкой (сечение 0) *с*=0 и *Р*=0. Далее по мере приближения к рабочим лопастям средняя скорость возрастает, а статическое давление Рст соответственно уменьшается. Если бы потери отсутствовали, то полное давление до сечения I оставалось постоянным:

PII=Pст+ρс2/2=0.

Практически вследствие гидравлических потерь полное давление несколько снижается. В пределах рабочего колеса одновременно увеличивается статистическое и динамическое давление. В спрямляющем аппарате и диффузоре статистическое давление возрастает за счет уменьшения скорости; полное давление уменьшается вследствие гидравлических потерь. Разность полных давлений за насосом и перед ним составляет давление, развиваемое насосом:

Р=Рст4+ρс24/2– (Рст0+ρс20/2).

Треугольники скоростей рабочих и спрямляющих лопастей представлены на рисунке 3. При отсутствии специального направляющего аппарата скорость перед рабочими лопастями имеет осевое направление, если режим работы не слишком отклоняется от расчетного. Осевые скорости в пределах колеса и спрямляющего аппарата обычно одинаковы:с1α=с2α=с3α; исключение составляют вентиляторы типа Экка, в которых резко уменьшаются проходные сечения в пределах рабочего колеса. За спрямляющим аппаратом направление скорости близко к осевому.

Рис.3. Треугольники скоростей осевой машины.

Движение жидкости в обычном насосе (с постоянными диаметрами втулки и вершин лопастей) даже в неблагоприятном случае сопровождается столь незначительным смещением линий (поверхностей) тока, что практически его можно рассматривать как движение вдоль цилиндрических поверхностей, пологая при *и2≈и1*. Правда, это не означает, что поле осевых скоростей всегда равномерно по высоте лопастей: незначительные радиальные смещения линий тока вызывают существенное искажение поля осевых скоростей.

При *и*2 = *и*1 статический напор в рабочем колесе повышается исключительно за счет уменьшения скорости в относительном движении:

*Н*ст=(*w*21*-w2*2)/2.

А так как в рабочем колесе статический напор всегда увеличивается, то должно удовлетворятся неравенство: *w*1*>w*2. Исключение составляют лишь так называемые вентиляторы постоянного давления, у которых w1>w2, однако широкого распространения они не получили.

Условие w1>w2 означает, что межлопастные каналы рабочего колеса осевого вентилятора, как правило, представляют криволинейные диффузоры. Это позволяет дать простое практическое правило определения направления вращения рабочего колеса с непрофилированными лопастями. Поскольку движение жидкости должно происходить от меньшего сечения f1 к большему f2 (рис.4), то направление вектора относительной скорости w1 можно найти сразу. А так как вектор абсолютной скорости с1 имеет осевое напраление, то нетрудно найти и направление ращения, поскольку u= c1-w1.

Рис.4. К определению направления вращения рабочего колеса с непрофилированными лопастями.

Повышение статистического давления в рабочем колесе в общем случае обусловлено отчасти изменением окружной скорости. В осевых же машинах u2 =u1, что является основной причиной низкой напорности осевых машин по сравнению с центробежными.

**1.3. Рабочее колесо осевого насоса и вентилятора.**

**Устройство рабочего колеса.** На рис.5 представлена фотография рабочего колеса. Втулка колеса литая, в передней части заканчивается обтекателем и имеет отверстия, в которых болтами крепятся рабочие лопасти. Число их в осевом насосе невелико, обычно Zp=2÷6, что позволяет увеличить высоту всасывания, поскольку лопасти оказываются широкими (с большой хордой b) и можно уменьшить их относительную толщину.

Рис.5. Рабочее колесо осевого насоса 75 ПрВ-60.

Важной характеристикой рабочего колеса служит втулочное отношение ν=dвт/dв; у насосов обычно ν =0,4÷0,6. Увеличение ν приводит к возрастанию коэффициента напора.

Рабочее колесо осевого вентилятора отличается главным образом конструкцией. На рис.6 показано рабочее колесо конструкции ЦГАИ. К литой стальной ступице 1 шпильками или сваркой крепятся диски 2 и 3 (из листовой стали), а к дискам – обечайка 4 с радиальными отверстиями для крепления рабочих лопастей 5. Конструкция предусматривает возможность установки лопастей под любым углом; крепятся лопасти с помощью гаек 6.

Относительный диаметр втулки вентиляторов для увеличения их напорности принимают до ν = 0,8.

Рис.6. Рабочее колесо осевого вентилятора.

Рабочие лопасти непрофилированные из листовой стали или профилированные. В крупных установках их часто выполняют литыми. Число рабочих лопастей вентиляторов, как правило, в несколько раз больше числа лопастей насосов. Отчасти это объясняется применением профилей с большими углами изгиба и, следовательно, с меньшим относительным шагом решетки. Кроме того, лопасти вентиляторов для сокращения осевых размеров машин обычно выполняют с небольшой хордой. Стремление к компактности приводит к тому, что величина хорды профиля часто, особенно для компрессоров, принимается меньше оптимальной (по наибольшему к. п. д.).

Передний обтекатель изготовляется заодно с рабочим колесом только в низконапорных вентиляторах с малым относительным диаметром втулки; обычно обтекатель неподвижный.

К. п. д. рабочего колеса в значительной степени зависит от зазора δ между рабочими лопастями и корпусом. Чем меньше зазор, тем меньше потери, связанные с перетеканием жидкости через зазор. Допустимый зазор для корпуса вентилятора из сварной обечайки σ ≈ 0,002*d*В; при обработке внутренней поверхности корпуса σ ≈ 0,001*d*В. желательно, чтобы радиальный зазор не превышал (1÷2) % высоты рабочих лопастей.

**Распределение параметров потока по высоте лопастей.** Течение в ступени осевой машины носит резко выраженный пространственны характер, т. е. скорости и давления существенно изменяются по высоте лопастей. Очевидно, распределение параметров потока, а также сообщаемой жидкости энергии по высоте лопастей зависит от формы рабочих лопастей. В неблагоприятном случае вследствие неравномерного подвода энергии будут резко искажаться линии тока, а следовательно, и поля осевых скоростей. Потери в таких случаях возрастают.

Первым обратил внимание на необходимость согласования формы сечений и угла установки лопастей проф. Н.Е. Жуковский, создавший вихревую теорию гребных винтов и вентиляторов. Построенный в 1915г. по теории Жуковского вентилятор имел почти вдвое больший к. п. д. чем к. п. д. вентиляторов того времени.

Очевидно, наиболее целесообразными являются такие рабочие и направляющие лопасти, при которых нет радиальных перетеканий жидкости и соответственно осевая скорость по высоте лопастей постоянна. В этом случае поток наиболее упорядоченный, а потери – наименьшие.

Если во всех сечениях выполняется условие постоянства циркуляции (rcu=const), то осевая скорость постоянна по высоте лопастей, а поверхностями тока являются цилиндрические поверхности (ось цилиндров совпадает с осью вращения).

Закон постоянной циркуляции был открыт Н. Е. Жуковским и применен к расчету пропеллеров и вентиляторов (винты «Н.Е.Ж»). Теперь этот закон широко применяется при проектировании осевых машин. Из этого закона следует, что теоретический напор должен быть постоянным по высоте лопастей, ибо rc*и*=const и rc2u = const.

Влияние вязкости вносит лишь небольшие поправки к закону постоянной циркуляции; значительные отклонения имеют место лишь вблизи корневых и концевых сечений лопастей.

От закона постоянной циркуляции иногда отступают лишь при больших относительных диаметрах втулки ν0,8 для упрощения изготовления лопастей, которые в этом случае выполняют цилиндрическими (постоянного профиля, незакрученными). Но это заметно снижает к. п. д. вентилятора даже при ν=0,8.

**Максимальное давление, развиваемое вентилятором.** Осевые насосы обычно выполняют низоконапорными, что связано с необходимостью обеспечить допустимую высоту всасывания. Вентиляторы, в отличие от насосов, стараются делать высоконапорными (с большими коэффициентами напора), чтобы избежать больших окружных скоростей. Поэтому важно определить условия, обеспечивающие наибольший напор при заданной окружной скорости, т. е. при которых коэффициент напора максимален.

Следующая формула указывает пути увеличения высоконапорности осевых вентиляторов (компрессоров):

 \_

*Р*max = *Р*max/ (ρuв2) = 0,8ηhυφ

Из формулы делаем вывод, что коэффициент напора растет с увеличением относительного диаметра втулки и коэффициента подачи. Вместе с тем увеличение φ и υ приводит к снижению к. п. д. ступени вследствие возрастания потерь в диффузоре, расположенном за спрямляющим аппаратом. Поэтому чрезмерное увеличение φ и υ в одноступенчатой (и даже двухступенчатой) машине оказывается нецелесообразным.

**Влияние конечной высоты лопастей и радиального зазора на параметры работы насоса (вентилятора).** По следующей формуле можно определить к. п. д. решетки в сечениях лопастей при условии, что известно обратное качество профиля μк или коэффициент лобового сопротивления сх.

 1 – μk tgβ

ηp =

 1 + μk ctgβ

Коэффициент сх в средних сечениях рабочих и направляющих лопастей находят по статистическим продувкам плоских пакетов. Однако при приближении к корневому и концевому сечениям сх резко возрастает, что вызывает снижение к. п. д.

Сложный пространственный характер течения в рабочих колесах и спрямляющих аппаратах не позволяет установить зависимость между геометрическими размерами лопастей и величиной коэффициентов сх и су. Поэтому данную формулу обычно используют только для оценки профильных потерь, без учета влияния конечной высоты лопастей, хотя принципиально эта формула позволяет учесть все потери.

Рассмотрим более подробно вторичные (концевые) потери, т. е. все потери, связанные с конечной высотой лопастей и наличием зазора между лопастями и корпусом. Торцевые стенки, ограничивающие лопасти (внутренняя поверхность корпуса и поверхность барабана или диска), оказывают двоякое воздействие на течение жидкости в ступени.

Во-первых, трение жидкости о стенки вызывает искажение поля скоростей: вблизи стенки скорости уменьшаются (до нуля на самой стенке). Трение о стенки является источником дополнительных гидравлических потерь, но они составляют сравнительно небольшую долю концевых потерь. Путем тщательного проектирования проточной части насоса и соответствующей обработки поверхностей можно уменьшить потери на трение о торцевые стенки.

Во-вторых, разность давлений между лицевой стороной профиля и тыльной стороной соседнего профиля вызывает движение жидкости вблизи стенки от лицевой стороны к тыльной стороне соседнего профиля. Это вторичное течение происходит вблизи торцовых стенок, где скорости малы, и поэтому градиент давления не может быть уравновешен действием центробежных сил, возникающих при повороте потока в межлопастных каналах. В результате такого вторичного течения вблизи торцовых стенок образуются вихревые движения (рис.7). Направления этих парных вихрей противоположны.

Рис.7. Парные вихри и вихри в зазорах.

Поскольку на образование парных вихрей расходуется часть энергии потока, тол к. п. д. решетки снижается. Кроме того, потери могут дополнительно увеличиваться за счет отрыва пограничного слоя с тыльной стороны лопастей, поскольку вторичные течения вызывают набухание пограничного слоя на этой стороне.

Опыты показывают, что при отношениях ,*l*/*t*>1,5 парные вихри не смываются, и поэтому величину вторичных потерь, вызванных парными вихрями и трением о торцовые стенки, можно считать не зависящей от высоты лопастей. На основании этого можно принять, что относительная величина концевых потерь обратно пропорциональна высоте лопастей, и определять к. п. д. ступени (совокупности рабочих и спрямляющих лопастей) по формуле Г. Флюгеля:

η l =η(1 – *kl*\*l*),

где η – к. п. д. ступени с учетом только профильных потерь (конечная высота лопастей не учитывается); η l – к. п. д. при конечной высоте лопастей, но без учета влияния зазора; *k*l – опытный коэффициент.

Величина опытного коэффициента *k*l зависит от относительного шага решетки, угла изгиба профилей и угла атаки. На расчетном режиме работы ориентировочно можно принимать *k*l ≈ 1мм.

Следует отметить, что данная формула не корректна, ибо противоречит теории подобия: опытный коэффициент *k*l в этой формуле – размерная величина. Однако попытку «усовершенствовать» формулу Флюгеля введением в нее вместо высоты лопастей *l* относительной величины *l/b* также нельзя признать удачной.

Наличие *радиального зазора* между рабочими лопастями и корпусом приводит к перетеканию жидкости через зазор от лицевой стороны профиля к тыльной (рис.6). Оно также вызывает образование вихревого движения, однако направление вращения вихря в зазоре противоположно направлению вращения смежного парного вихря. Между этими двумя вихревыми движениями существует сложное взаимодействие. Действительно, увеличение зазора приводит к возрастанию интенсивности вихря в зазоре, однако при этом уменьшается разность давлений между смежными поверхностями соседних профилей, что приводит к снижению интенсивности соседнего парного вихря. Опыты показывают, что к. п. д. ступени при возрастании зазора до 1% от высоты лопастей остается практически неизменным. Это означает, что суммарная интенсивность вихря в зазоре и смежного парного вихря остается примерно постоянной.

Общая формула, учитывающая влияние всех концевых потерь может быть выражена таким образом:

ηδ,*l*= η[1 – (*k*l + kδ δ) /*l* + 0,01 kδ],

которая применима при δ ≥ 0,01.

Одновременно со снижением к. п. д. снижается развиваемый напор, но в большей степени, чем к. п. д., поскольку вторичные потери вызывают увеличение среднего по высоте лопастей угла отставания потока. Другими словами, вторичные течения приводят к уменьшению теоретического напора. Опыт показывает, что уменьшение напора наблюдается и при очень малых зазорах. Дело в том, что увеличение зазора всегда приводит к уменьшению разности давлений по обе стороны лопасти и, следовательно, к увеличению угла отставания потока.

**1.4. Крепление оборудования к фундаментам.**

Компрессоры, насосы, вентиляторы и другое оборудование закрепляют на фундаменте фундаментными и анкерными болтами.

Фундаментный болт (рис.8,а) – стальной стержень, нижняя закладная часть которого изогнута, разветвлена (рис.8,б) или заершена для лучшего сцепления с бетоном. Верхняя часть болта имеет резьбу для гайки. Фундаментные болты при монтаже заливают бетоном, поэтому, например, при отрыве выступающей части болта его необходимо вырубить из бетона.

Рис.8. Способы крепления оборудования к фундаментам фундаментным болтом (а), фундаментным болтом, заделываемым гнездо (б), анкерным болтом (в):

1- фундамент, 2-колодец, 3-рама, 4, 7-фундаментный и анкерный болты, 5-гайка фундаментного болта, 6-подливка бетона, 8-анкерная плита.

Анкерный болт (рис.8,в) применяют преимущественно для крепления крупного оборудования (например, компрессоров большой производительности) к фундаменту анкерный болт в бетон не заделывают, в случае необходимости его легко заменить. На фундаментах анкерный болт закрепляют с помощью анкерной плиты, которую заделывают в фундамент в процессе его изготовления. Анкерный болт соединяют с анкерной плитой или с помощью резьбы, или путем поворота Т-образной головки болта ниже щели анкерной плиты.

Применение анкерных болтов по сравнению с фундаментными более трудоемко и их изготовление дороже, но из-за удобства при эксплуатации и монтаже их широко применяют.

При затягивании гайки у фундаментных и анкерных болтов рама прижимается к фундаменту силой, равной сумме веса оборудования и усилия затяжки болта. Затягивание фундаментных или анкерных болтов должно быть таким, чтобы сила трения, создаваемая весом агрегата и усилием затяжки болта, была больше усилий сдвига агрегата во время работы. В этом случае болт будет работать в благоприятных условиях - только на разрыв.

Фундаментные или анкерные болты выпускают заводы-изготовители машин. Если болты отсутствуют, их изготовляют диаметром, равным диаметру отверстий в лапах рамы машины.

Если нагрузка на болты неизвестна, длину анкерных болтов принимают равной 15 диаметрам болта, а длину фундаментных болтов – 20 диаметрам.