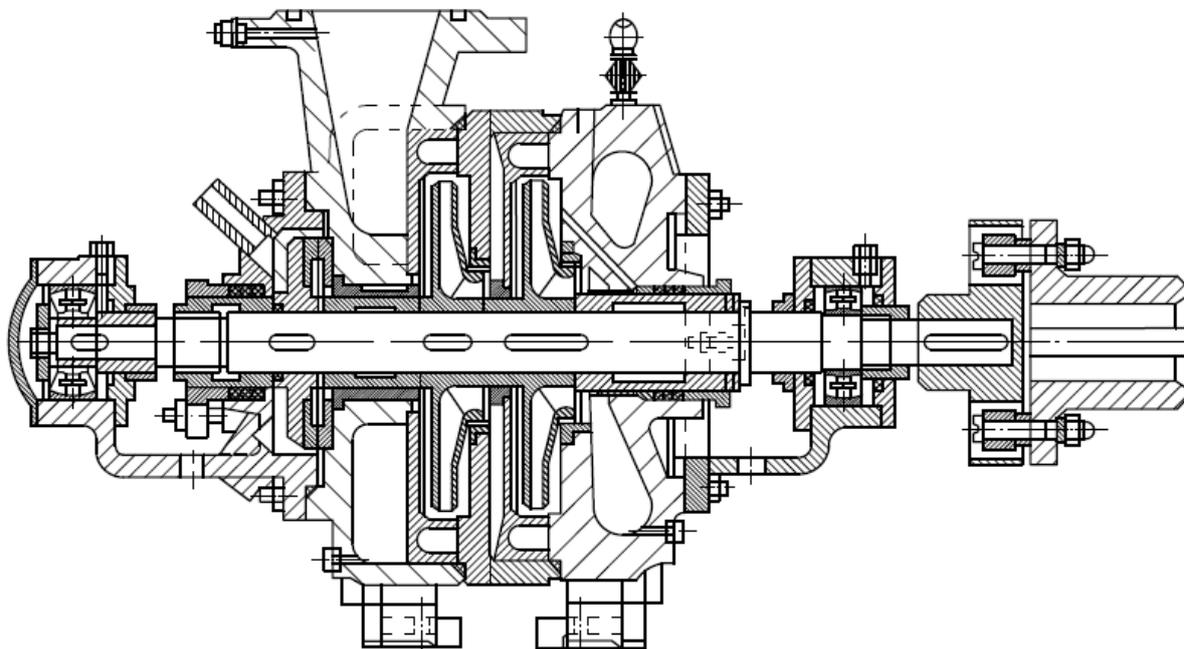




**Н. В. ЕРОФЕЕВА**

# **СТАЦИОНАРНЫЕ УСТАНОВКИ ВОДООТЛИВНЫЕ И ВЕНТИЛЯТОРНЫЕ УСТАНОВКИ**

УЧЕБНОЕ ПОСОБИЕ



Кемерово 2021

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации  
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего образования  
«Кузбасский государственный технический университет  
имени Т. Ф. Горбачева»

**Н. В. ЕРОФЕЕВА**

**СТАЦИОНАРНЫЕ УСТАНОВКИ**  
**ВОДООТЛИВНЫЕ И ВЕНТИЛЯТОРНЫЕ УСТАНОВКИ**  
УЧЕБНОЕ ПОСОБИЕ

Кемерово 2021

УДК 622.005.01-181.1(078.5)

Рецензенты:

Главный научный сотрудник Института угля Федерального исследовательского центра угля и углехимии Сибирского отделения РАН, профессор, доктор технических наук Б. Л. Герике

Профессор кафедры машин и аппаратов технологических систем Института инженерных технологий ФГБОУ ВО «Кемеровский государственный университет», доктор технических наук С. Д. Руднев

**Ерофеева Наталья Валерьевна**

**Стационарные установки. Водоотливные и вентиляторные установки** : учебное пособие / Н. В. Ерофеева ; Министерство науки и высшего образования Российской Федерации, Кузбасский государственный технический университет имени Т. Ф. Горбачева. – Кемерово, 2021. – 182 с. – ISBN 978-5-00137-220-2. – Текст : непосредственный.

Приведены сведения из общей теории турбомашин, изложены принципы действия турбомашин, показано графическое определение их рабочих параметров. Рассмотрен вопрос регулирования турбомашин. Дано краткое описание устройства, области применения водоотливных, вентиляторных установок. Изложены методы расчета и выбора оборудования стационарных установок.

Подготовлено по дисциплинам «Стационарные машины», «Стационарные установки», «Стационарные установки и транспорт» для специальности 21.05.04 «Горное дело» и направления 20.03.01 «Техносферная безопасность».

Рекомендовано к печати редакционно-издательским советом Кузбасского государственного технического университета имени Т. Ф. Горбачева.

УДК 622.005.01-181.1(078.5)

© Кузбасский государственный  
технический университет  
имени Т. Ф. Горбачева, 2021

ISBN 978-5-00137-220-2

© Ерофеева Н. В., 2021

## ПРЕДИСЛОВИЕ

Цель разработки учебного пособия – подготовка специалистов для горного предприятия в области проектирования и эксплуатации водоотливных и вентиляторных установок. Водоотливные и вентиляторные установки на настоящем этапе развития горного производства занимают особое место в электромеханическом оборудовании. Остановка водоотливной установки или внесенные недопустимые ошибки при проектировании водоотлива могут привести к затоплению или к практически полному затоплению горных выработок, что, несомненно, скажется на производительности шахты. Еще к более серьезным последствиям приведет неверное проектирование вентиляторных установок, если выбранный и закупленный шахтой вентилятор не справится с поставленной задачей.

Прежде чем приступить к проектированию вентиляторной и водоотливной установки, необходимо изучить теорию, конструкцию и принцип действия оборудования и его элементов.

Поэтому в первой главе пособия изложены общие сведения о стационарных установках, приведены их основные параметры. Во второй главе даны основы общей теории водоотливных и вентиляторных установок. Показано устройство насосов и вентиляторов, приведена кинематика потока в рабочем колесе центробежной и осевой турбомашин, изложены сведения о законах пропорциональности и подобии турбомашин. Графически определены режимы работы турбомашин на внешнюю сеть, показаны условия их устойчивой работы, рассмотрена совместная работа турбомашин на внешнюю сеть. Третья глава посвящена водоотливным установкам. Кратко описаны способы регулирования работы центробежных насосов, представлена методика расчета водоотливной установки. В четвертой главе описаны вентиляторные установки. В конце главы представлена краткая методика расчета вентиляторной установки. Каждая глава заканчивается контрольными вопросами.

В учебном пособии приведены справочные материалы из каталогов (проспектов), ГОСТов и ОСТов, федеральных норм и правил безопасности к водоотливным и вентиляторным установкам.

При работе над учебным пособием использован материал из источников, указанных в списке литературы.

## ВВЕДЕНИЕ

### ИСТОРИЯ РАЗВИТИЯ ШАХТНЫХ СТАЦИОНАРНЫХ УСТАНОВОК

Водоотливные установки появились в глубокой древности. Ручные поршневые насосы использовались 3000 лет назад в Греции.

Архимеду приписывается прототип винтового насоса – Архимедов винт, служащий для поднятия воды [19]. Устройство состояло из наклоненной под углом к горизонту полой трубы с винтом внутри. Винт вращался с помощью ветряного колеса или вручную. Когда поворачивался нижний конец трубы, то он собирал некоторый объем воды. Это количество воды скользило вверх по спиральной трубе во время вращения вала до тех пор, пока не выливалось из вершины трубы. Контактная поверхность между винтом и трубой могла не быть водонепроницаемой, так как относительно большое количество воды черпалось за один поворот по отношению к угловой скорости винта. Кроме того, вода, просачиваясь из верхней секции винта, попадала в предыдущую секцию и далее. Таким образом в машине достигалось динамическое равновесие, что препятствовало уменьшению механической эффективности. Винт не поворачивался внутри неподвижной оболочки, а вращался вместе с ней как одно целое. Винт герметично прикрепляли или с помощью смолы к оболочке, или отливали из бронзы как одно целое с оболочкой.

Древнеримский архитектор и инженер М. Витрувий, живший

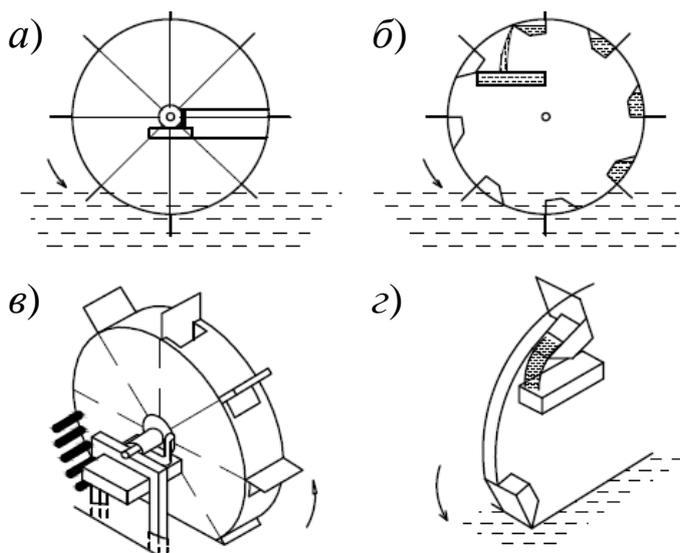


Рис. 1. Водоподъемные колеса:  
а – нижнебойное; б – подливное  
корытообразное; в – среднебойное;  
г – верхнебойное

в I в. до н. э., в своем труде «Десять книг об архитектуре» приводит описание различных водоподъемных механизмов (рис. 1). В простейшем водяном колесе на ободу установлены прямые лопатки; нижние лопатки погружаются в водный поток. Течение давит на лопатки, и колесо вращается, поднимая на берег воду в ковшах, которые, в свою очередь, опустошаются в специальный резервуар.

Подливные водяные колеса могли работать практически в любых обильных потоках с умеренной скоростью движения воды, но наиболее эффективны они были в узких протоках. При использовании верхнебойных колес вода падала сверху на черпаки, приделанные к ободу колеса, что увеличивало его мощность. Устанавливали и на реках, и на отводных каналах. Первоначально колеса изготавливались полностью деревянными.

В Испании (Рио-Тинто) на развалинах римских серебряных рудников были найдены водяные колеса диаметром 4,5 м с бронзовыми осями для подъема воды [19]. Колеса запускались вручную, с помощью рабочей силы. Таким способом в рудниках обеспечивалась непрерывная откачка воды. Подъем воды на одной из шахт производился восемью колесами с глубины 30 м.

Поршневые насосы известны с древности. Насос представлял собой цилиндр и входящий в него с небольшим зазором поршень, который вытеснял из цилиндра воду или воздух. Обязательным условием работы насоса является наличие клапана. Древнегреческий изобретатель, математик и механик Ктесибий (греч. Κτησίβιος), живший примерно во II в. до н. э., вероятно, усовершенствовал насос, добавив запорное устройство в виде трубы с двумя отверстиями, которая могла перекрывать выходные отверстия цилиндров или соединять их с выходной конической трубой для создания сильной струи воды (рис. 2) [17, 33].

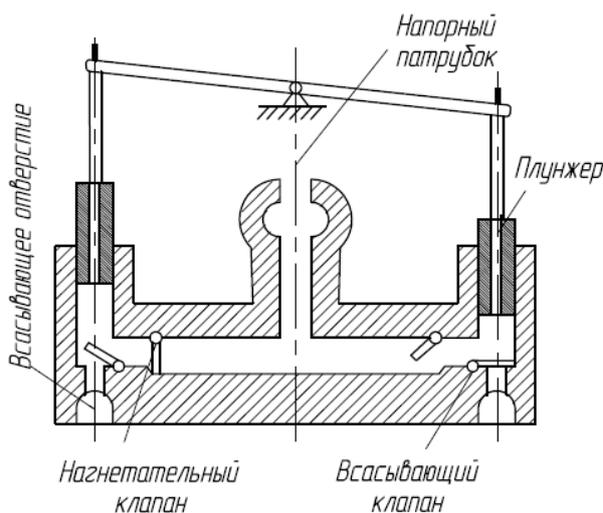


Рис. 2. Пожарный насос из Александрии (200 лет до н. э.)

Во времена средневековья отметили, что вода не поднимается за поршнем, если входная труба имеет длину более 8÷9 м [32]. Эту загадку пытался разъяснить Г. Галилей, но не решив, высказал афоризм «природа боится пустоты, но только до определенного предела».

В конце XVIII в. применялись штанговые поршневые насосы. Насос располагался под землей, а привод – водяное

колесо – на поверхности (рис. 3). Передача от привода к насосу осуществлялась штангой, установленной в стволе.

В Змеиногорске (Алтай) для увеличения количества добываемой руды К. Д. Фролов разработал проект строительства комплекса установок, работающих на энергии воды. Проект был утвержден в Горном ведомстве в 1783–1789 гг.

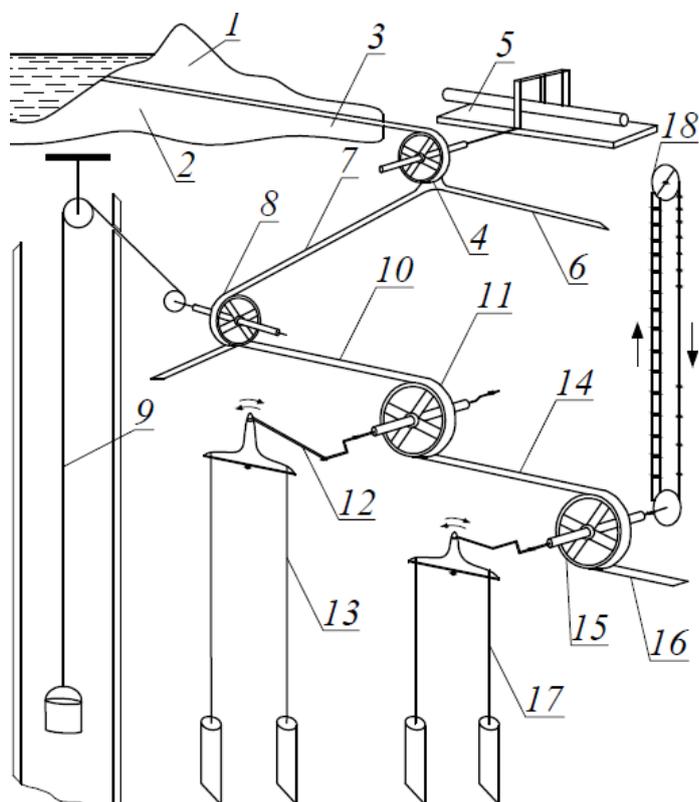


Рис. 3. Схема гидротехнических сооружений по проекту К. Д. Фролова на Алтае в конце XVIII в.

Согласно проекту была построена плотина 1, создававшая необходимый напор воды, с габаритными размерами по основанию  $128 \times 92 \times 17,5$  м (см. рис. 3) [19]. По специальной штольне 2 длиной 443 м и каналу 3 длиной 96 м вода поступала на первое гидравлическое колесо 4 диаметром 4,3 м, приводившее в движение пилу 5 для распиловки древесины. Затем вода разделялась на два потока, один 6 из которых направлялся к Преображенскому руднику, а другой 7 по подземной выработке длиной 128 м подавался к рудоподъемному колесу 8

Екатерининского рудника. Это колесо обеспечивало подъем руды с горизонтов глубиной 45, 77 и 102 м. В течение часа с глубины 102 м канатами 9 поднимались 12 бадей весом 30 пудов каждая. Подъемная машина обслуживалась 12 рабочими. От колеса 8 по выработке 10 длиной 64 м вода направлялась к движителю 11 водоотливной установки. Диаметр верхнебойного колеса достигал 17 м. Передача движения насосам осуществлялась с помощью штанги 12, помещенной в специальной выработке длиной 45 м. Вода насосами 13 откачивалась с глубины 213 м. Для установки колеса под землей была создана специальная камера. После водоотливной установки вода шла по выработке 14 к гидравлическому колесу 15 Вознесен-

ского рудника, которое приводило в движение как рудоподъемную 18, так и водоотливную 17 установку. Диаметр колеса Вознесенского рудника равнялся 15,6 м.

В недрах Змеиной горы на Алтае до настоящего времени сохранились остатки гигантского каменного колеса с отверстиями для креплений веревок и крюков, приводящих колесо в движение. Несмотря на гигантские размеры деталей, составные части механизма точно подогнаны друг к другу. Найденные чертежи, относящиеся к гигантской установке, сопровождаются письменными инструкциями и указаниями.

Первое устройство, которое можно считать прототипом центробежных насосов, имело 10 деревянных искривленных лопастей и было найдено в заброшенном медном руднике в Сан-Доминго (Португалия) в 1772 г. Устройство предположительно изготовлено в V в., но о его назначении ученые спорят до сих пор [32]. В период средневековья центробежные машины совершенствовались, но получили промышленное применение только в XVIII в.

В 1588 г. капитан А. Рамелли (Agostino Ramelli) в книге «Le Diverse et Artificiose Machine del Capitano Agostino Ramelli» показал изобретенный им роторно-объемный насос (рис. 4) [38].

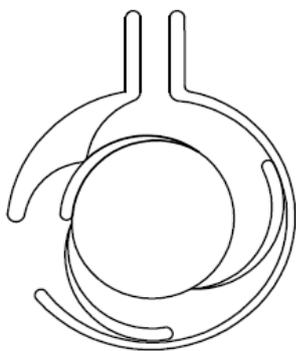


Рис. 4. Роторно-объемный насос

Французский врач, физик и инженер Д. Папин (Denis Papin) начал разработку центробежных машин в 1689 г. Насос состоял только из двух лопастей, работающих вплотную в кольцевом корпусе постоянного сечения (рис. 5, а). Диаметр входного патрубка был очень мал [38]. В 1705 г. Д. Папин создал насос, приближающийся по виду к современным, где применил спиральный кожух (рис. 5, б) с постепенно увеличивающимся по направлению

вращения сечением [32]. Машины Д. Папина использовали для подачи свежего воздуха и удаления излишков грунтовых вод при добыче полезных ископаемых. Но, осознавая недостатки центробежных насосов, в письме на имя Лейбница он писал: «Машина, которая работает с помощью центробежной силы, отлична в теории; но нахожу в ней большое неудобство на практике», для «поднятия воды на значительную высоту, необходимо придать ей высокую скорость и всегда равномерную» [39]. А привод был ручным.

Оригинальным устройством, опробованным на практике, являлся насос ле Демура (Le Demour) в 1732 г. Под углом к вертикальному валу прикреплена прямая труба, которая нижним концом погружена в жидкость (рис. 5, в). При вращении вала эта труба, жестко связанная с валом соединительным стержнем, приводилась во вращение. Происходило перемещение жидкости во вращающейся трубе [17].

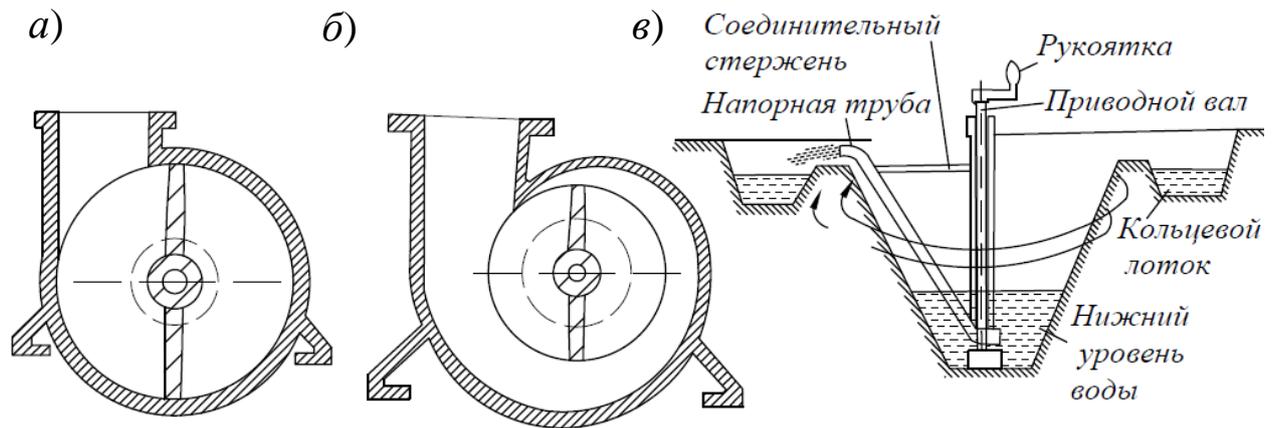


Рис. 5. Первые центробежные насосы: а, б – Д. Папина; в – ле Демура

В 1818 г. У. Д. Эндрюс (W. D. Andrews) в Бостоне разработал конструкцию двухпоточного спирального насоса с полуоткрытым рабочим колесом и радиальными прямыми лопастями (рис. 6, а). В 1846 г. доказал, что лучший эффект нагнетания имеют криволинейные лопасти [17, 39].

В 1835 г. инженер А. А. Саблуков применил на практике первый центробежный насос («водогон») в качестве движителя судна (рис. 6, б).

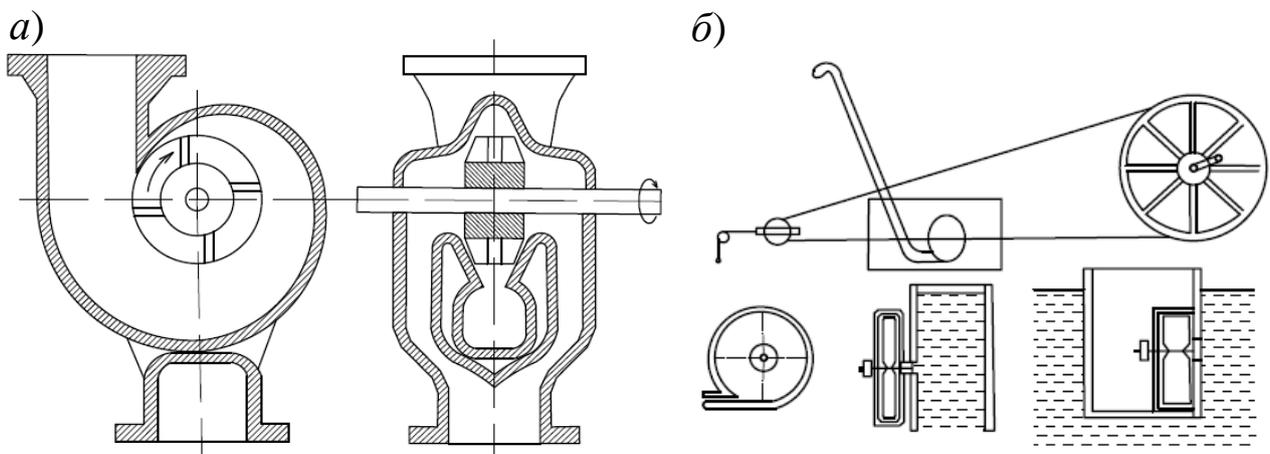


Рис. 6. Центробежные насосы: а – фирма «Massachusetts-pump»; б – «водогон» с ременной передачей А. А. Саблукова

В 1840 г. состоялись испытания «водогона», установленного в небольшой шлюпке, механизм приводился в движение двумя матросами, вращавшими рукояти привода центробежного насоса. Выброс воды осуществлялся в виде фонтана в атмосферу. Скорость шлюпки была ничтожной [7].

Английский промышленник Д. С. Гвинне (James Stuart Gwynne) примерно в 1850 г. усовершенствовал насос У. Д. Эндрюса и предложил первый двухпоточный спиральный насос с закрытым рабочим колесом и изогнутыми лопатками. Однако одноступенчатые насосы создавали по сравнению с поршневыми небольшие по величине напоры. Поэтому в 1851 г. запатентован многоступенчатый центробежный насос без направляющих обратных и подводящих лопаток. Эту конструкцию улучшил О. Рейнольдс (Osborne Reynolds) и получил патент на многоступенчатый центробежный насос с направляющим аппаратом и обратными подводящими каналами [17].

В 1910 г. фирма *Weise&Söhne* изготовила первые осевые насосы [17]. В настоящее время осевые насосы нашли применение в химической промышленности (рис. 7), системе водоснабжения и т. д.

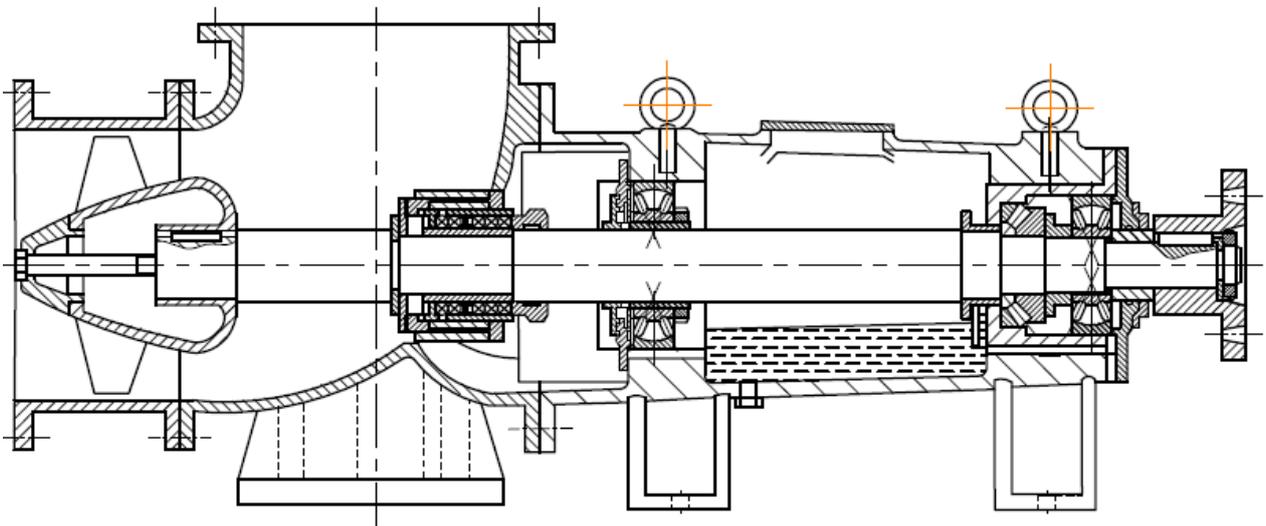


Рис. 7. Осевой насос

Решающую роль в перевооружении техники сыграла примененная в качестве двигателя паровая машина. В начале XIX в. на рудниках встречались и паровой насос для откачки воды из шахты, и гидравлическое колесо для подъема полезных ископаемых.

Машина для проветривания шахт представляла собой короб с находящимися в нем мехами. При вращении вала вручную нахо-

дящиеся в коробе веера нагнетали воздух через воздушное отверстие и канал в шахтный ствол.

Механические средства для вентиляции горных выработок стали применять с XVI в.

В 1832 г. русский изобретатель горный инженер А. А. Саблуков предложил оригинальную конструкцию центробежного вентилятора, который применил для проветривания алтайского Чагирского рудника по добыче меди и серебра. Рабочее колесо вентилятора с двусторонним всасыванием состояло из четырех лопаток. Вентилятор был присоединен к вентиляционной сети из всасывающих и нагнетательных стометровых труб. Для вентиляции пробивали две шахты, соединявшиеся сбойкой. В одну шахту поступал свежий воздух, а из другой выходил шахтный (рис. 8).

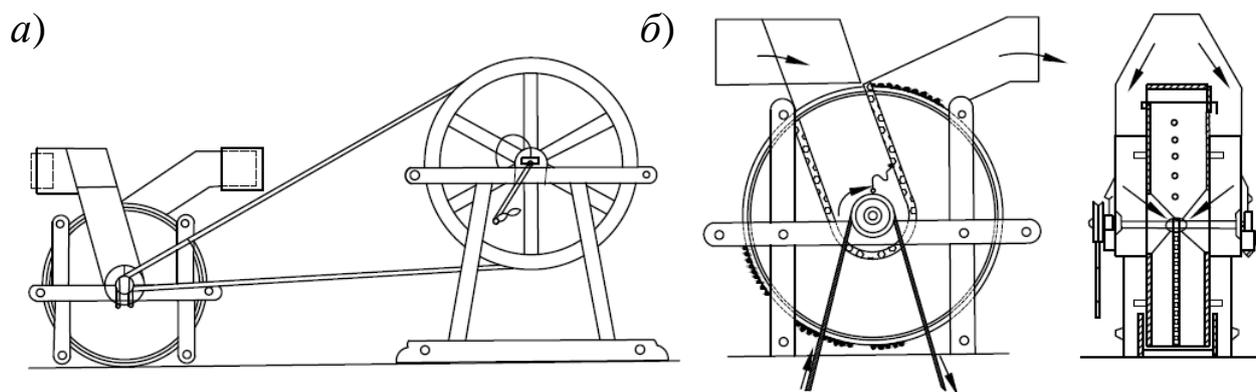


Рис. 8. Центробежный вентилятор А. А. Саблукова

Для проветривания горных выработок широко применялись различные конструкции, в том числе самодельные вентиляторы «лопатки-вертушки». Трубы для подачи воздуха сбивали из досок, щели тщательно промазывали глиной. Такие вентиляторы производительностью  $20\div 40 \text{ м}^3/\text{мин}$  легко устанавливались в любом месте и приводились в движение рабочим. Однако из-за небрежности рабочего вентиляция могла быть слабой или вообще прекращалась. Поэтому на рудниках, где был повышен риск проникновения газа, ручные вентиляторы разрешалось применять только в экстренных случаях [19].

В 1892 г. французский инженер П. Мортье (Mortier) сконструировал диаметральный вентилятор (рис. 9, а), в котором главной частью было рабочее колесо барабанного типа с загнутыми вперед лопатками [24]. Схемы работы диаметральных и центробежных вентиляторов различны. У диаметральных вентиляторов поток про-

ходит через колесо в диаметральном (поперечном) направлении: на одной части окружности колеса поток проходит через решетку лопаток снаружи внутрь, т. е. в центростремительном направлении (вход), а на другой части окружности – изнутри колеса наружу, как в центробежном вентиляторе (выход) [26].

Однако в то время изобретение П. Мортье не выдержало конкуренции с вентиляторами А. А. Саблукова.

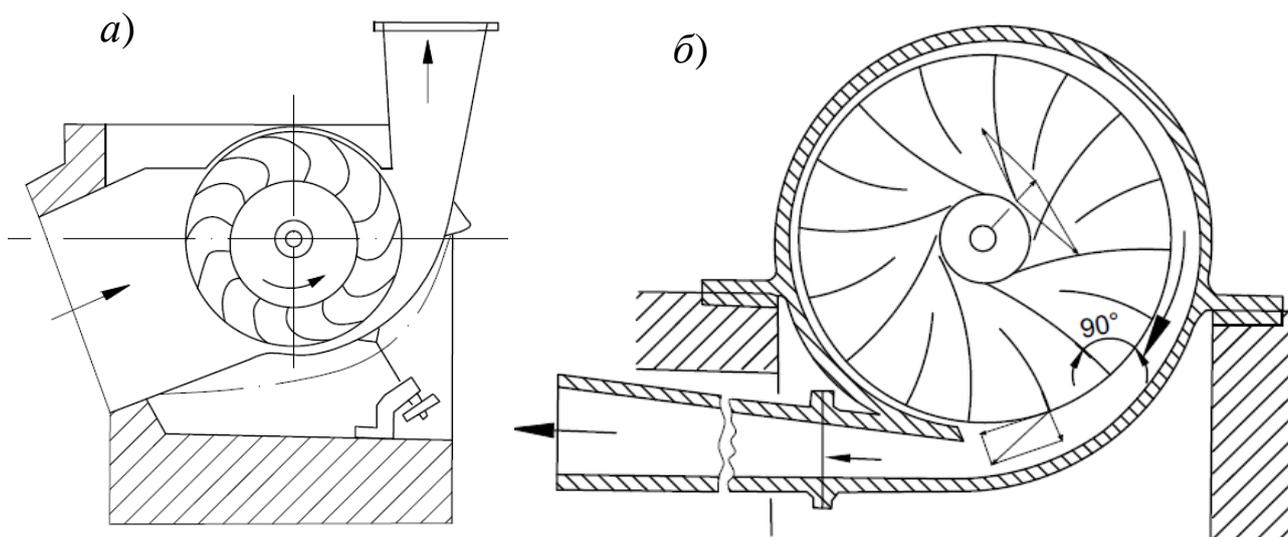


Рис. 9. Вентиляторы: *а* – диаметральные П. Мортье; *б* – центробежные Риттингера (Rittinger)

Развитие центробежных машин тормозилось из-за отсутствия быстроходных двигателей [18]. Изобретение электродвигателя в конце XIX в. послужило толчком для развития турбомашин.

Наряду с центробежными машинами в XIX в. появились осевые машины. Первый осевой вентилятор был предложен инженером Тепловым в 1854 г. Вентилятор имел достаточно высокий КПД, но в условиях царской России изобретение не получило поддержки и было забыто [20].

В дореволюционной России техника водоотлива и вентиляции шахт была отсталой [20]. В шахтах эксплуатировались главным образом насосы и вентиляторы иностранных фирм. Собственное производство этих машин было весьма ограничено. Только после 1917 г. расширилось отечественное производство рудничных насосов и вентиляторов. В 1925 г. были выпущены центробежные многоступенчатые цельнокорпусные насосы, в 1928 г. были созданы многоступенчатые секционные центробежные насосы [20].

С 1936 г. началось внедрение в горную промышленность центробежных насосов спирального типа с горизонтальным разъемом корпуса, с 1938 г. – осевых вентиляторов.

Основоположителем теории центробежных машин был член Петербургской академии наук Л. Эйлер. Выведенное им в 1754 г. уравнение послужило фундаментом для исследования работы турбомашин [12, 20]. Основателем горной науки считается первый русский ученый-естествоиспытатель М. В. Ломоносов. В 1742 г. М. В. Ломоносов создал трактат «О вольном движении воздуха, в рудниках примеченном» [16]. Эта работа стала первым научным исследованием в области рудничной аэрологии, положив начало ее развитию как науки. В ней была объяснена природа естественной тяги воздуха в шахтах и представлены теоремы с доказательствами [12, 20]. В 1765 г. в трактате «Первые основания металлургии, или рудных дел» он помимо прочего осветил вопросы водоотлива, проветривания. Ученый привел описания существующих вентиляционных, водоотливных механизмов [19]. Для глубоких шахт необходимо, по мнению автора, использовать «сложенные» насосы. Приведена выдержка из книги, описывающая конструкцию одного из таких насосов: «Над устьем шахты устанавливается шестерня (вьюшка) *B*, такая же укрепляется и в яме, в которую на дне шахты вода стекает. Около вьюшек обведена цепь (канат) с надетыми на нее шарами *A*, с четверть аршина друг от друга отстоящими» (рис. 10, *a*). При прохождении снизу вверх сквозь бадью *C* шары опираются «о бока бадьи» и «воде, которую кверху поднимают, вниз назад протечь не дают». Воду из шаров «верхним концом бадьи выливают». Далее, «обратившись вниз по внешней стороне, действие свое возобновляют. Вьюшка приводится силою воды или ветряной мельницы» [18].

Для проветривания выработок М. В. Ломоносов описывает следующую конструкцию примитивных «машин» для проветривания: «Над устьем шахты переключаются два бруса *AB*, *CD* накрест, и на них ставят таким же образом широкие доски *EF*, с крышкой *L*» (рис. 10, *b*). Доски и крышка «со всех сторон вьющий ветер собой удерживают, и книзу в шахту отбивают». В связи с чем «в руднике стоящий воздух растворяется, и вредительные пары течением своим сквозь другую шахту выводит». «В некоторых местах ставят обращающиеся около шеста бочки *M* с крылом *N*, из которой в шахту пропущена трубка. На боку бочки сделано окно, которое

всегда способом крыла к ветру оборачивается, и сквозь себя и трубу в шахту вводит. Машины только тогда воздух из рудников выводить могут, когда есть ветер, а в тихую погоду бывают недействительные».

Оригинальную конструкцию машины, нигде не использующуюся, но упоминавшуюся в трудах французского физика и математика Мариотта, М. В. Ломоносов описывает так: под водой, которая с водоливного колеса стекает, ставят в неглубокую яму ящик *AB* с крышкой *C* без дна, длиной, шириной, высотой в сажень, так «чтобы он всегда на поларшина в воде стоял». На нижних краях под водой у него небольшие отверстия *a*, из которых «вода бы вытекала, а воздух бы не выходил». На крышке выполнено отверстие «в том самом месте, на которое вода с колеса падает, шириной в четверть аршина» (рис. 10, *в*).

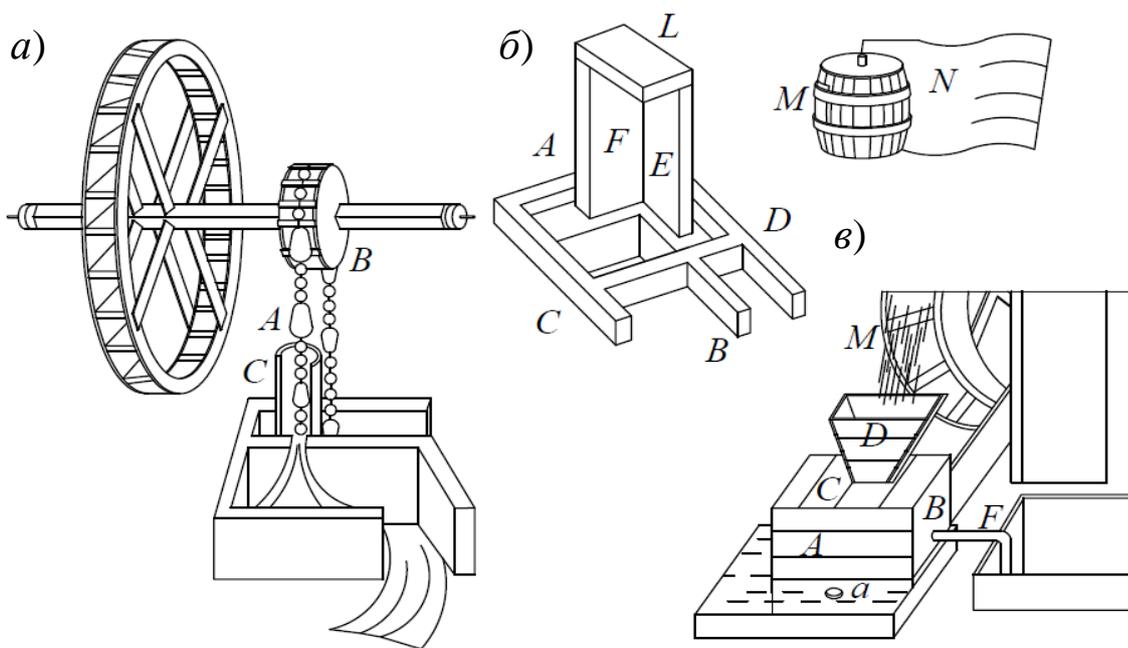


Рис. 10. Варианты водоотлива и проветривания шахт: *a* – водоотлив в шарах; *б* – «отбой» воздуха в шахту; *в* – захват воздуха в шахту

В отверстие вставляется воронка *D*. Для исключения утечек воздуха все щели промазаны смолой. Кроме того над водой прорезано отверстие, «из которого в рудник труба *F* пропущена». Когда падающая вода с колеса *M* в воронку попадает, в ящик с отверстием «протекает, захватывает с собой снаружи воздух и стремлением своим в ящик втягивает, откуда он только в трубу *F* и далее в рудник проходить будет». Большое отверстие из воронки в ящик прорезано для того, чтобы «впадающая вода не так как в обыкновенной

воронке вместе стекала, а в большие капли и брызги разбившись проходила и между ними воздухом движением в ящик гнала». «Впадающая вода» через отверстия *a* из ящика в яму отводится.

В 1843 г. появился систематический «Курс горного искусства» капитана А. И. Узатиса. В курсе отражены вопросы водоотлива и вентиляции рудников, приведена классификация насосов – вращательных, спиральных, центробежных, всасывающих и паровых, предложена методика расчета водоотливных установок. Основываясь на опыте эксплуатации вентиляционных установок, А. И. Узатис разработал правила безопасности для улучшения работы подземных рабочих и положения о проветривании горных выработок естественным и искусственным способами.

Выдержка из книги «Курс горного искусства» представлена ниже. «Центробежный вентилятор состоит из несколько изогнутых крыльев, прикрепленных к деревянному кругу *b*, которому, посредством вертикальной оси *c*, сообщается вращательное движение. К нижней части крыльев прикреплено кольцо *d*, в отверстие которого входит цилиндр *e*. Крылья делают из листового железа, они имеют цилиндрическую поверхность, пересекающую окружность центрального отверстия под известным углом и касательную к внешней окружности вентилятора. Вентилятор располагается горизонтально над устьем воздушной шахты, которое заделывается сводом либо деревянным полом, непроницаемым для воздуха. Посредине пола оставлено круглое отверстие, постепенно переходящее в поперечный разрез шахты. Железная ось *c* лежит на подшипнике, который может опускаться и подниматься посредством винта.

Подвижная гайка этого винта врезана в перекладину, а на некотором расстоянии от этой последней устроен узкий деревянный полоч, предназначенный для машиниста, поднимающего ось. Шахта, для входа в нее машиниста, соединяется с поверхностью наклонным ходом, герметически закрываемым посредством трех дверей. Верхний конец оси лежит на подушке, прикрепленной к перекладине, поддерживаемой стойками. Чтобы атмосферный воздух не мог всасываться через отверстие между цилиндром *e* и кругом *d*, к нижней плоскости последнего укреплено кольцо *o*, погружающееся в жидкость, налитую в желоб *s*. Когда описанный вентилятор получит быстрое круговое движение (до 200, 300 оборотов в 1") около своей оси, то воздух, заключающийся между крыльями, от действия

центробежной силы получит движение к внешней окружности вентилятора, а между тем рудничный воздух будет всасываться в пространство между крыльями, и таким образом установится постоянный исток рудничного воздуха в атмосферу (рис. 11, а). Если вентилятор Г. Комба должен проветривать уединенный забой горизонтальной выработки, как это иногда случается при встречных работах, то его располагают так, чтобы ось его была горизонтальна (рис. 11, б)» [36].

На рис. 11, в показан вентилятор, предложенный генерал-лейтенантом А. А. Саблуковым. В неподвижном корпусе вентилятора с двумя центральными отверстиями равного диаметра и отверстием на цилиндрической части располагалась «ось с четырьмя или шестью крыльями, получающая круговое вращение с помощью шкива с» [36]. Вентилятор «может вдвухать и вытягивать атмосферный воздух» из выработок. А. И. Узатис описывает принцип действия вентилятора следующим образом. При всасывающей вентиляции «центральные отверстия вентилятора соединяются трубами с теми выработками, в которых замечается испорченность воздуха; когда же нужно вдвухать воздух, то центральные отверстия оставляются открытыми, и отверстие на окружности кожуха соединяется с тем местом, куда требуется доставить воздух. Единственный недостаток вентилятора с прямыми крыльями, распложенными по радиусам, состоит в том, что воздух, вступая между ними, теряет некоторую силу от удара и выходит из вентилятора с большой абсолютною скоростью, уменьшающей полезное действие» [36].

Важную роль играет теория крыла, созданная в конце XIX в. профессором Н. Е. Жуковским и опубликованная в 1910 г. в работе «Видоизменение метода Кирхгофа». В первой главе дано теоретическое обоснование метода расчета подъемной силы крыла, распространяемого в настоящее время на лопадки насосов. Выпущенная в 1910 г. работа С. К. Дзевецкого «Теория воздушных винтов и способ их вычисления» содержит методы расчета пропеллеров, которые легли в основу теории осевых насосов и вентиляторов [26]. Идеи профессора Н. Е. Жуковского применительно к турбомашинам получили дальнейшее развитие в трудах действительного члена Академии наук Г. Ф. Проскуры, создавшего вихревую теорию центробежных насосов, профессора К. А. Ушакова и его учеников, создавших методы аэродинамического расчета вентиляторов [20].

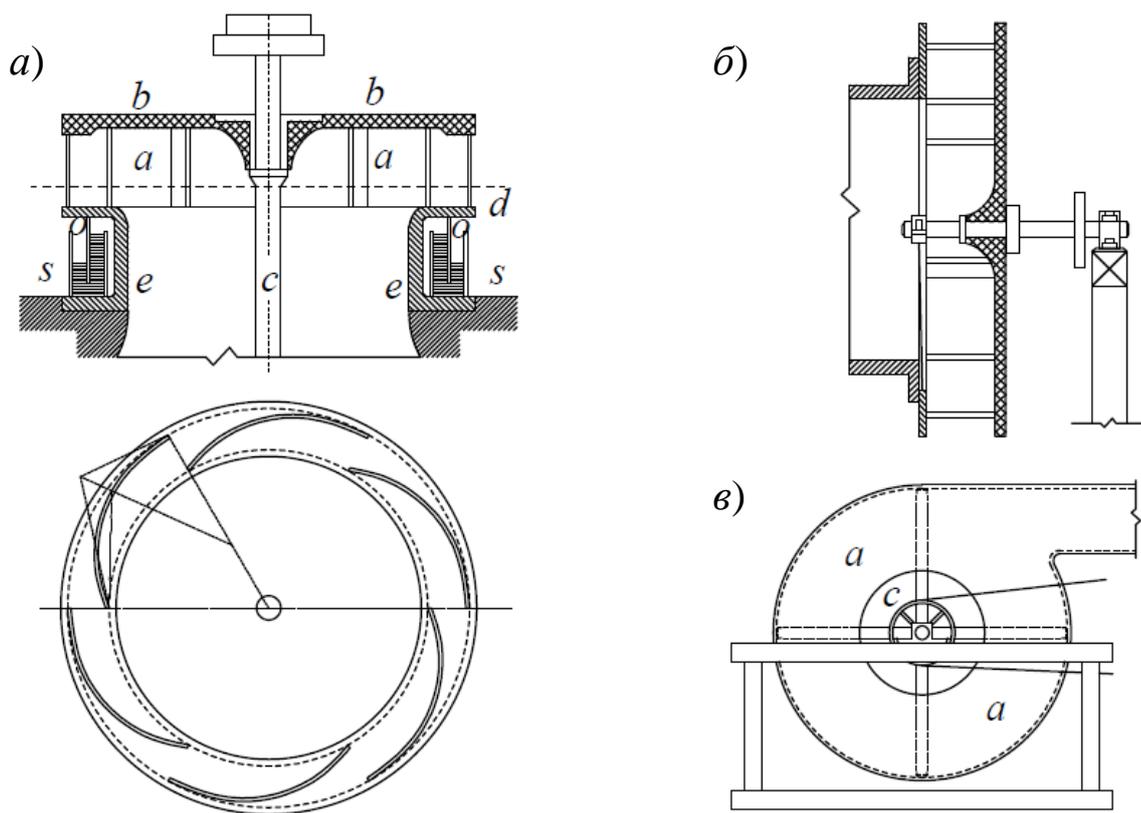


Рис. 11. Центробежные вентиляторы: *а, б* – Г. Комба;  
*в* – А. А. Саблукова

В 1898 г. Н. Е. Жуковский опубликовал работу «О гидравлическом ударе в водопроводных трубах», где отметил, что «при весьма быстром закрытии задвижки вода останавливается, и давление воды повышается около задвижки, и это состояние воды передается по трубе по закону волнообразного движения». В конце работы Жуковский сделал следующие выводы: «1. Гидравлический удар распространяется вдоль водопроводной трубы с постоянной скоростью, величина которой не зависит от силы удара. ... Для труб средних диаметров (от 2 до 6") эта скорость около 600 сажен в секунду (1280 м/с). ... 3. Опасное возрастание ударного давления происходит при переходе ударной волны с труб большого диаметра на трубы малого диаметра. При этом, достигнув конца тупиков, сила ударного давления удваивается. Такое удвоение может повториться несколько раз, так что давление может при неблагоприятных условиях возрасти до больших размеров. 4. Простейшим способом ограждения трубопровода от гидравлических ударов являются приспособления к медленному закрытию кранов».

Выведенные им формулы расчета гидравлического удара являются основой расчета этого явления и в настоящее время [14].

В разработке конструкций и методов расчета насосов и вентиляторов принимали участие академики М. М. Федоров, А. П. Герман и др. Академик М. М. Федоров еще в 1909 г. показал целесообразность исследования рудничных турбомашин на основе их характеристик, разработал метод определения диаметра рабочего колеса шахтных центробежных вентиляторов и необходимой скорости его вращения на основе безразмерных характеристик [20]. Академик А. П. Герман развил теорию подобия турбомашин, разработал метод исследования их совместной работы на основе характеристик турбомашин. Видное место в области теории рудничных турбомашин принадлежит академику В. С. Паку, профессорам В. Г. Гейеру, А. И. Веселову, Г. М. Еланчику, А. А. Дзидзигури и др.

Начатое А. И. Узатисом дело продолжили профессора Петербургского горного института П. А. Олышев и И. А. Тиме – основоположники горной механики. П. А. Олышев занимался проблемами гидравлики, прикладной механики. И. А. Тиме разработал теорию, правила расчета и сооружения водяных турбин и других машин горнозаводской промышленности, дал основные рекомендации по их эксплуатации. Им создан классический курс гидравлики. Ученый подготовил фундаментальную работу «Горнозаводская механика. Справочная книга для горных инженеров и техников по горной части» (опубликована в 1879 г.). В книге описаны конструкции различных рудничных вентиляторов, в том числе вентилятора Гибаля (Guibal) (рис. 12) [24].

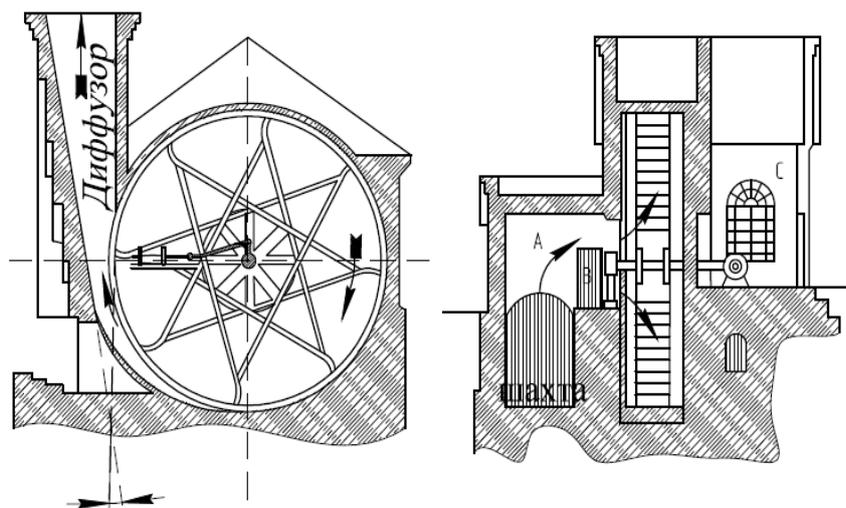


Рис. 12. Центробежный вентилятор Гибаля

Благодаря труду И. А. Тиме был сделан большой скачок в развитии горной техники.

## ГЛАВА 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О СТАЦИОНАРНЫХ УСТАНОВКАХ

Водоотливные и вентиляторные установки относят к горному оборудованию первой степени ответственности [1].

### 1.1. КЛАССИФИКАЦИЯ СТАЦИОНАРНЫХ МАШИН

Стационарные машины классифицируют по ряду признаков.

1. По виду транспортируемой текучей среды подразделяют на две группы [4]:

1) для транспортирования жидкостей (воды, гидросмеси):

– насосы, предназначенные для транспортирования осветленной шахтной воды с содержанием взвешенных в воде частиц в среднем  $100 \div 120$  мг/л;

– углесосы, шламовые насосы, предназначенные для перекачки неосветленной воды из отстойников, зумпфов и др.;

– землесосы, предназначенные для перекачки гидросмеси (смеси воды с грунтом);

2) для транспортирования воздуха (газов):

– вентиляторы (с разностью давления на входе и выходе не более 15 кПа).

2. По конструкции рабочего органа машины, применяемые в стационарных установках, разделяют на четыре группы:

1) лопастные (лопаточные) – рабочим органом служат лопатки (лопасти), которые за счет вращательного движения передают энергию жидкости. Лопастные машины характеризуются непрерывной и равномерной подачей жидкости, отсутствием трения лопаток о корпус, возможностью работы лопаток с большой окружной скоростью;

2) поршневые – поршень (плунжер), совершающий возвратно-поступательное движение. Такие машины характеризуются пульсирующей подачей жидкости, ограниченными скоростями движения рабочих органов с большими инерционными нагрузками на привод, трением рабочих органов о корпус, наличием всасывающих и нагнетательных клапанов. Достоинством поршневых машин является создание больших давлений при малых скоростях поршней;

3) ротационные – рабочим органом выступает один или два рабочих ротора с профильными зубьями, винтами или рифлениями.

Такие машины имеют и вращательное, и поступательное движение (радиальное перемещение с трением торцов о корпус). Характеризуются непрерывной, но неравномерной подачей жидкости. К недостаткам ротационных машин относят большие потери на трение и значительные потери производительности машин вследствие появления неплотностей (износа);

4) рабочего органа нет. Примером служит гидроэлеватор, в котором энергия от одного потока жидкости передается другому.

3. По принципу передачи энергии потоку жидкости машины подразделяют на четыре группы:

1) объемного принципа действия. Энергия жидкости передается в процессе ее принудительного вытеснения из рабочего пространства рабочим органом. К этой группе относят поршневые и ротационные (винтовые, зубчатые) машины. Данные машины применяют при относительно малых подачах в условиях больших давлений (поршневые компрессоры, винтовые насосы водоотливной установки при проходке шахтных стволов) или при необходимости обеспечения постоянной величины подачи в условиях изменяющегося давления (маслонасосы в системе смазки горных машин), или для перекачивания густых жидкостей (в нефтяной промышленности) [26].

В винтовом насосе основным органом является однозаходный стальной ротор 1 круглого сечения, вращающийся в резиновом неподвижном статоре 2 (рис. 1.1, а) [20]. Для уменьшения веса ротора в нем во всю длину просверлено отверстие 3. Внутренняя полость статора сделана в виде двухзаходной винтовой поверхности, шаг которой в 2 раза больше шага ротора. При вращении винта линии соприкосновения с обоймой перемещаются из области всасывания в область нагнетания. Одновременно перемещается жидкость, заполняющая полости между винтом и обоймой;

2) машины типа эрлифт, основанные на использовании сил взаимодействия между разными фазами жидкости [26]. Эрлифт (рис. 1.1, б) состоит из воздухопроводной трубы 4 и напорной трубы, включенных в смеситель 5 [20]. Смеситель погружается в воду на определенную глубину  $h$ . От компрессорной установки 6 по трубе 4 подается сжатый воздух, который в смесителе 5 смешивается с водой. Из-за разности удельных весов воды в шахте (скважине) и водовоздушной смеси последняя начинает двигаться по трубопроводу 7 и поднимается на высоту  $H + h$  (где  $H$  – высота подъема во-

ды). Таким образом, в эрлифте изменяется энергия положения воды за счет энергии сжатого воздуха. Сжатый воздух, подаваемый компрессором, поступает в смеситель под давлением. Водовоздушная смесь движется по водоподъемной трубе, при этом пузырьки воздуха опережают подъем воды;

3) струйного принципа действия. Кинетическая энергия текущей среды преобразуется в потенциальную (энергию давления) и наоборот [26]. На этом принципе работают водоструйные насосы (гидроэлеваторы) и струйные вентиляторы.

В водоструйном насосе вода под большим давлением подается по трубопроводу 8 (рис. 1.1, в), проходит через сходящийся насадок 9 [20]. В сходящемся насадке энергия давления потока рабочей жидкости превращается в кинетическую энергию.

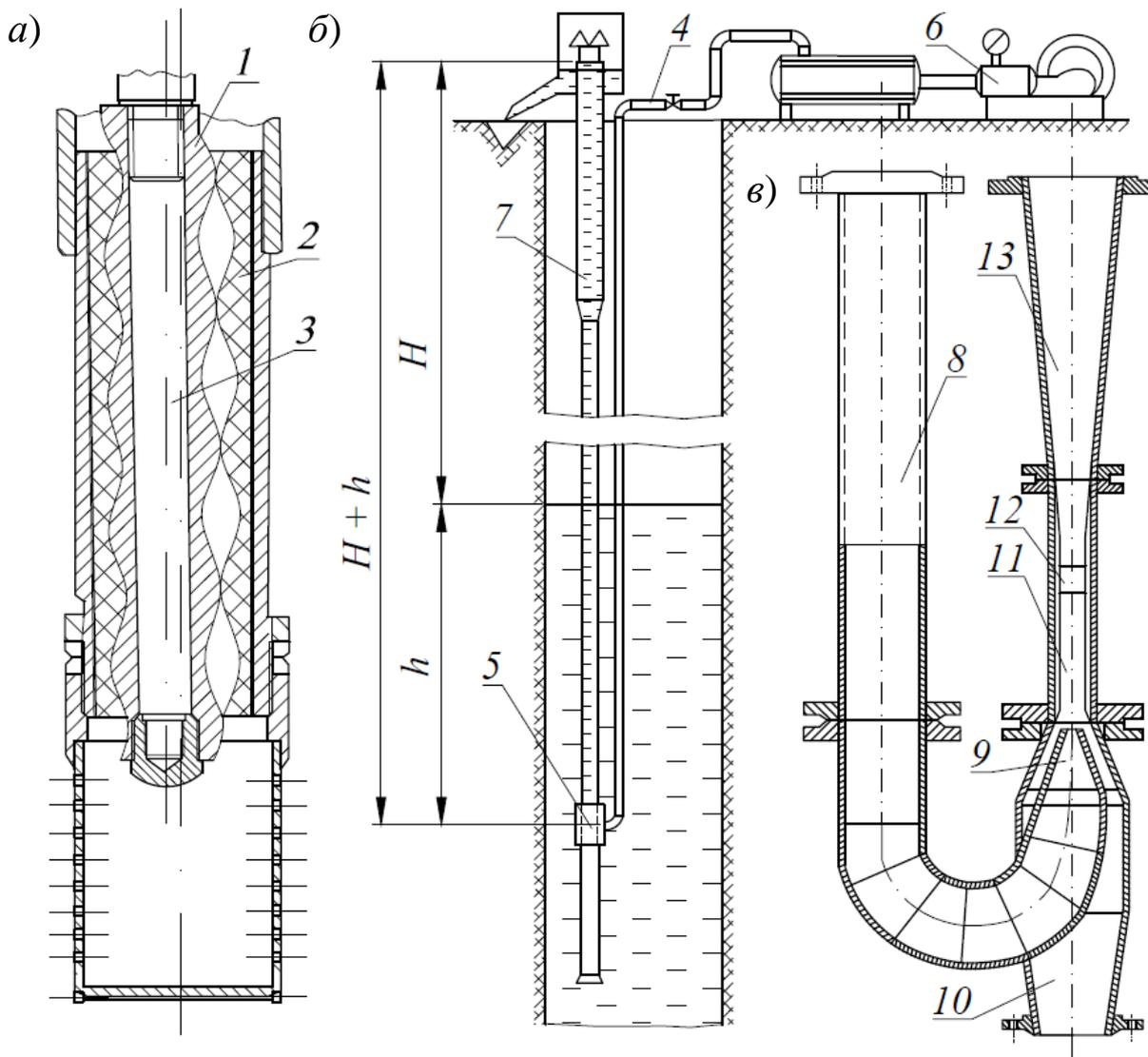


Рис. 1.1. Насосы: а – винтовой; б – эрлифт; в – водоструйный

Благодаря вакууму вода из колодца по всасывающей трубе 10 поступает в смесительную камеру 11, где поток рабочей жидкости отдает часть своей энергии воде, засасываемой из колодца. Затем через горловину 12 вода поступает в расширяющийся канал (диффузор) 13, где кинетическая энергия жидкости превращается в энергию давления. Для работы гидроэлеватора необходимо иметь высоконапорный насос для подачи рабочей воды, который устанавливается на поверхности;

4) турбомашин. Энергия потоку жидкости передается в процессе воздействия лопаток на частицы жидкости. По направлению движения текучей среды на выходе из рабочего колеса турбомашин подразделяют на центробежные (поток движется от центра колеса к периферии и выходит в плоскостях, нормальных к оси машины) и осевые (поток выходит из колеса в направлении, параллельном оси машины) [26].

## 1.2. ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ СТАЦИОНАРНЫХ МАШИН

Основными параметрами, характеризующими работу насосов и вентиляторов, являются производительность (подача), давление (напор), мощность и КПД. Согласно ГОСТу термины «производительность» и «давление» приняты для вентиляторов, а «подача» и «напор» – для насосов [12].

Производительность (подача) – количество текучей среды, подаваемой гидравлической машиной в единицу времени. Производительность (подача) может измеряться в единицах объема, массы или веса.

Таким образом, различают подачи:  
объемную ( $\text{м}^3/\text{с}$ )

$$Q_V = \frac{V}{t}, \quad (1.1)$$

массовую ( $\text{кг}/\text{с}$ )

$$Q_m = \frac{m}{t} = \frac{V\rho}{t} = Q_V\rho \quad (1.2)$$

и весовую ( $\text{Н}/\text{с}$ )

$$Q_G = \frac{G}{t} = \frac{mg}{t} = \frac{V\rho g}{t} = Q_m g = Q_V \rho g, \quad (1.3)$$

где  $V$ ,  $m$ ,  $G$  – объем, масса и вес текучей среды соответственно,  $\text{м}^3$ ,  $\text{кг}$ ,  $\text{Н}$ ;  $t$  – время,  $\text{с}$ ;  $\rho$  – плотность текучей среды;  $g$  – ускорение свободного падения,  $\text{м}/\text{с}^2$ .

Давление (напор) вентилятора (насоса) – это разность удельных механических энергий потока жидкости на выходе из гидравлической машины и на входе в нее, т. е. приращение удельной механической энергии жидкости, проходящей через гидравлическую машину [12].

Из уравнения Д. Бернулли для струйки идеальной жидкости удельная работа  $E_m$  (энергия,  $\text{Дж}/\text{кг}$  или  $\text{м}^2/\text{с}^2$ , отнесенная к единице массы жидкости), или массовый напор, определяется как [5]

$$E_m = \frac{P}{\rho} + gZ + \frac{c^2}{2} = \text{const} \quad (\text{вдоль струйки}), \quad (1.4)$$

где  $P$  – давление в указанном сечении,  $\text{Па}$ ;  $\rho$  – плотность жидкости,  $\text{кг}/\text{м}^3$ ;  $g$  – ускорение свободного падения,  $\text{м}/\text{с}^2$ ;  $Z$  – геометрическая высота,  $\text{м}$ ;  $c$  – скорость,  $\text{м}/\text{с}$ .

Разделив все члены уравнения на ускорение свободного падения  $g$ , получим

$$E_G = H = \frac{P}{\rho g} + Z + \frac{c^2}{2g} = \text{const} \quad (\text{вдоль струйки}), \quad (1.5)$$

где каждый член имеет единицу измерения  $\text{Дж}/(\text{кг}\cdot\text{м}/\text{с}^2)$  или  $\text{Дж}/\text{Н}$  и представляет собой удельную энергию единицы веса (на 1  $\text{Н}$ ) протекающей жидкости (а именно соответственно удельную энергию давления, потенциальную энергию положения жидкости в поле тяжести земли и удельную кинетическую энергию). При этом размерность  $\text{Дж}/\text{Н} = \text{Н}\cdot\text{м}/\text{Н} = \text{м}$  представляет собой единицу измерения напора  $H$ .

На основании уравнения (1.5) удельная энергия массы жидкости состоит из трех отрезков (рис. 1.2): пьезометрической высоты  $P/\rho g$ , отвечающей избыточному давлению  $P$  (редко абсолютному  $P + P_0$  [30]), геометрической высоты  $Z$  и скоростной высоты или скоростного напора  $c^2/2g$ .

Переписав уравнение (1.5) в форме удельной энергии единицы объема жидкости (умножив на плотность  $\rho$ ), получим давление  $P_V$  ( $\text{Дж}/\text{м}^3 = \text{Н}\cdot\text{м}/\text{м}^3 = \text{Па}$ ) в рассматриваемой точке [30]:

$$E_V = P_V = P + \rho gZ + \frac{\rho c^2}{2} = \text{const} \quad (\text{вдоль струйки}), \quad (1.6)$$

где  $\rho gZ$  – весовое давление, Па.

На основании сопоставления приведенных выше формул давление  $P$  (Па) и напор  $H$  (м) гидравлических машин связаны между собой следующим соотношением [1]:

$$P = \rho gH. \quad (1.7)$$

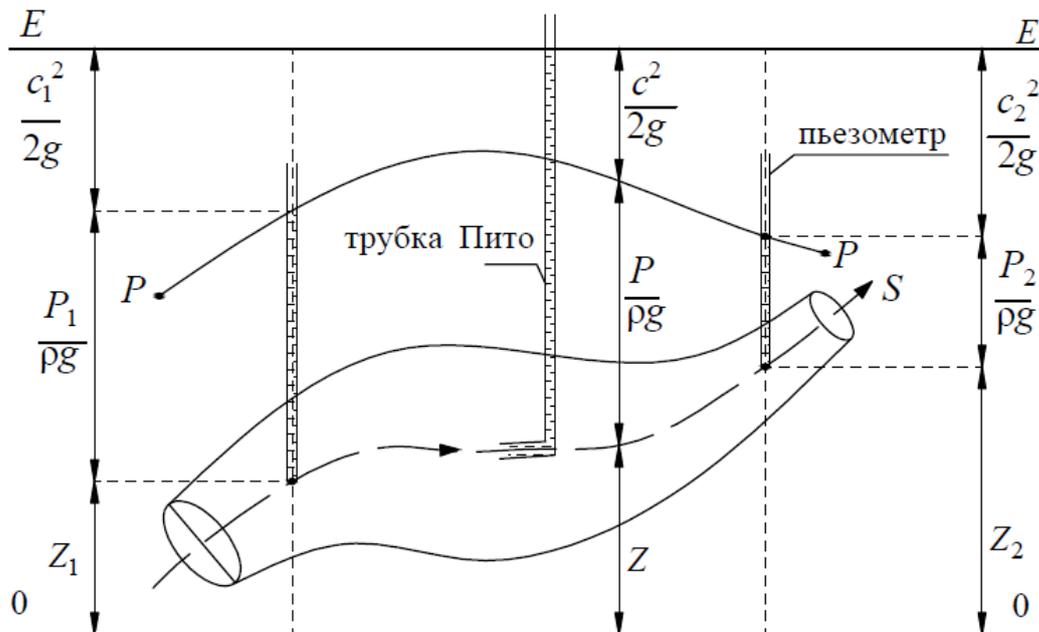


Рис. 1.2. Геометрическая интерпретация уравнения Бернулли для элементарной струйки идеальной жидкости:  
 0–0 – плоскость сравнения;  $P$ – $P$  – пьезометрическая линия;  
 $E$ – $E$  – напорная линия

Гидравлическая (полезная) мощность – мощность, сообщаемая гидравлической машиной потоку проходящей через нее жидкости.

Полезная мощность (Вт), передаваемая насосом и вентилятором соответственно [12]:

$$N_{\Pi} = \rho gHQ \quad \text{и} \quad N_{\Pi} = PQ. \quad (1.8)$$

Коэффициент полезного действия (КПД) гидравлической машины – отношение полезной мощности  $N_{\Pi}$  к мощности  $N_{\text{В}}$ , фактически подводимой на ее вал, и определяется по выражению

$$\eta = \frac{N_{\Pi}}{N_{\text{В}}}. \quad (1.9)$$

С другой стороны, КПД гидравлической машины равен произведению гидравлического, объемного и механического КПД:

$$\eta = \eta_{\Gamma} \eta_{\text{о}} \eta_{\text{М}}. \quad (1.10)$$

Гидравлические потери – это часть энергии, которую получает поток жидкости в гидравлической машине от ее рабочих органов и которая расходуется на преодоление гидравлических сопротивлений при движении потока в каналах машины.

Гидравлические потери характеризуются гидравлическим КПД, равным отношению напора (давления) турбомашин к теоретическому напору (давлению) при одном и том же расходе жидкости:

для насосов

$$\eta_{\text{г}} = \frac{H}{H_{\text{T}}} = \frac{H_{\text{T}} - H_{\text{гид}}}{H_{\text{T}}} = 1 - \frac{H_{\text{гид}}}{H_{\text{T}}}; \quad (1.11)$$

для вентиляторов

$$\eta_{\text{г}} = \frac{P}{P_{\text{T}}} = \frac{P_{\text{T}} - P_{\text{гид}}}{P_{\text{T}}} = 1 - \frac{P_{\text{гид}}}{P_{\text{T}}}, \quad (1.12)$$

где  $H$  ( $P$ ) – действительный напор (давление), м (Па);  $H_{\text{T}}$  ( $P_{\text{T}}$ ) – теоретический напор (давление), м (Па);  $H_{\text{гид}}$  ( $P_{\text{гид}}$ ) – гидравлические потери напора (давления) в насосе (вентиляторе), м (Па).

Гидравлический КПД зависит от параметров турбомашин, качества ее изготовления, и его значения составляют  $0,85 \div 0,96$  [20].

Объемные потери – это часть энергии, получаемой потоком жидкости и теряемой в результате утечек жидкости через зазоры в уплотнениях, перетоков жидкости, отвода части жидкости (в центробежных насосах) для уравновешивания осевого усилия и т. д.

Объемные потери характеризуются объемным КПД:

$$\eta_{\text{о}} = \frac{Q}{Q_{\text{T}}} = \frac{Q_{\text{T}} - q}{Q_{\text{T}}} = 1 - \frac{q}{Q_{\text{T}}}, \quad (1.13)$$

где  $Q$  – действительная подача (производительность) насоса (вентилятора), м<sup>3</sup>/с;  $Q_{\text{T}}$  – теоретическая подача (производительность) насоса (вентилятора), м<sup>3</sup>/с;  $q$  – величина утечек, м<sup>3</sup>/с.

Объемный КПД зависит от параметров турбомашин, качества уплотнений, и его значения составляют  $0,95 \div 0,98$  [20].

Механические потери – это часть энергии, получаемой гидравлической машиной от двигателя и расходуемой на преодоление механического трения в подшипниках, в контактных уплотнениях, в центробежных насосах на трение наружной поверхности рабочего колеса и других деталей ротора о жидкость и т. д.

Механические потери учитываются механическим КПД, который равен отношению гидравлической мощности машины  $N_{\Pi}$  к мощности на ее валу  $N_{\text{в}}$ :

$$\eta_{\text{м}} = \frac{N_{\Pi}}{N_{\text{в}}} = \frac{N_{\text{в}} - N_{\text{тр}}}{N_{\text{в}}} = 1 - \frac{N_{\text{тр}}}{N_{\text{в}}}, \quad (1.14)$$

где  $N_{\text{тр}}$  – мощность механического трения, теряемая на трение в сальниковых и других уплотнениях, Вт.

Значения механического КПД составляют 0,90÷0,96 [20].

### КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Принципы действия эрлифта, водоструйного или винтового насоса.
2. Какие основные параметры характеризуют работу насосов (вентиляторов)?
3. Какие потери относятся к гидравлическим, объемным и механическим?
4. Как определить КПД гидравлической машины?

## ГЛАВА 2. ВЕНТИЛЯТОРНЫЕ И ВОДООТЛИВНЫЕ УСТАНОВКИ. ОСНОВЫ ОБЩЕЙ ТЕОРИИ

### 2.1. УСТРОЙСТВО И ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ ТУРБОМАШИН

#### 2.1.1. Устройство и принцип действия центробежных турбомашин

##### 2.1.1.1. Устройство центробежных насосов

Основные элементы центробежных насосов – рабочие колеса, вал, корпус, уплотнительные устройства, направляющие аппараты, разгрузочные устройства, подшипниковые узлы.

На рис. 2.1 показан центробежный консольный насос типа К. Рабочее колесо 1 насоса консольно закреплено на валу 2 при помощи шпонки. От осевого перемещения колеса с одной стороны удерживает буртик вала, с другой – гайка. Направление резьбы выбрано таким образом, чтобы при вращении колеса гайка дополнительно подкручивалась. Передний диск рабочего колеса заканчивается уплотнительным пояском 10. На корпусе имеется уплотнение 11. Вал опирается на бронзовую втулку 6 подшипника скольжения, смазка которого осуществляется водой, поступающей через канал от рабочего колеса к сальнику 7. Регулирование запрессовки сальника осуществляется фланцем 8 при помощи шпилек 9.

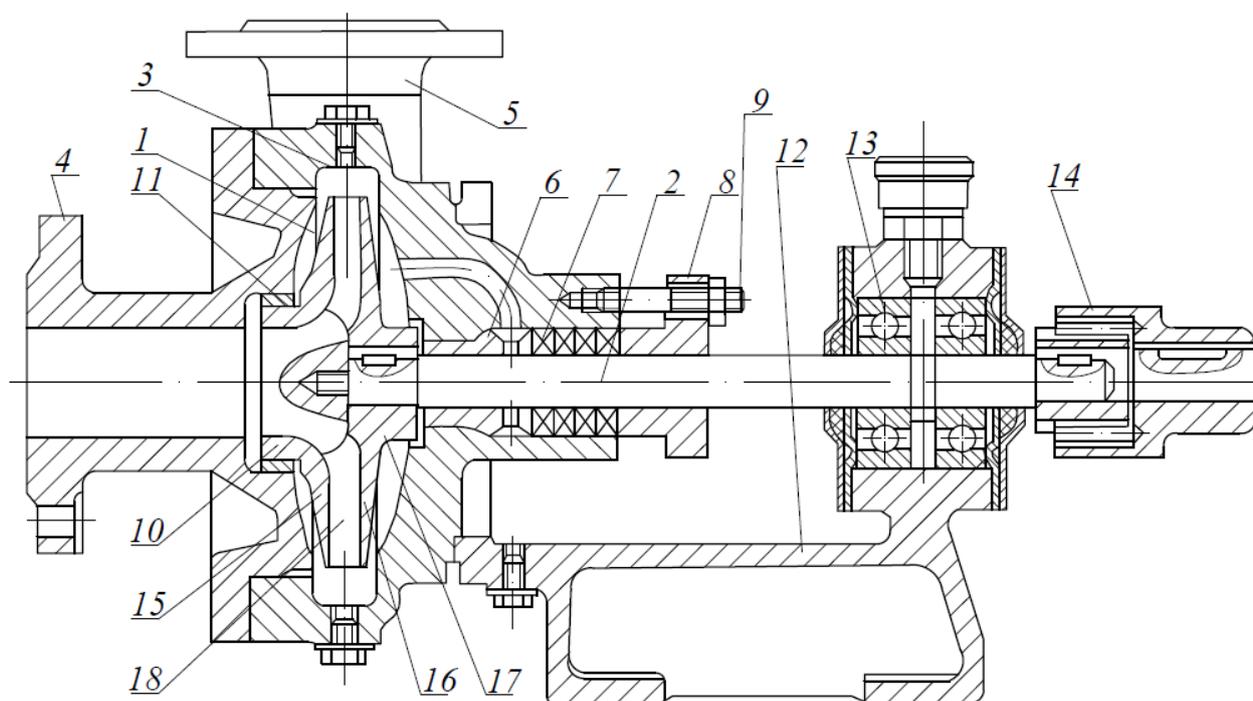


Рис. 2.1. Центробежный консольный насос типа К

Колесо помещено в спиральный корпус 3 с всасывающим 4 и нагнетательным 5 патрубками. В корпусе имеются отверстия с пробками для заливки, выпуска воздуха и спуска воды. На кронштейне 12 закреплен корпус подшипникового узла 13. Вал оканчивается муфтой 14 для присоединения электродвигателя.

На рис. 2.2 показан центробежный насос типа Д с двусторонним всасыванием. В нижней части корпуса горизонтально расположены всасывающий и нагнетательный патрубок, направленные в противоположные стороны под углом 90° к оси насоса. Такое расположение патрубков и горизонтальный разъем корпуса позволяют разбирать и заменять элементы ротора насоса не демонтируя трубопроводы.

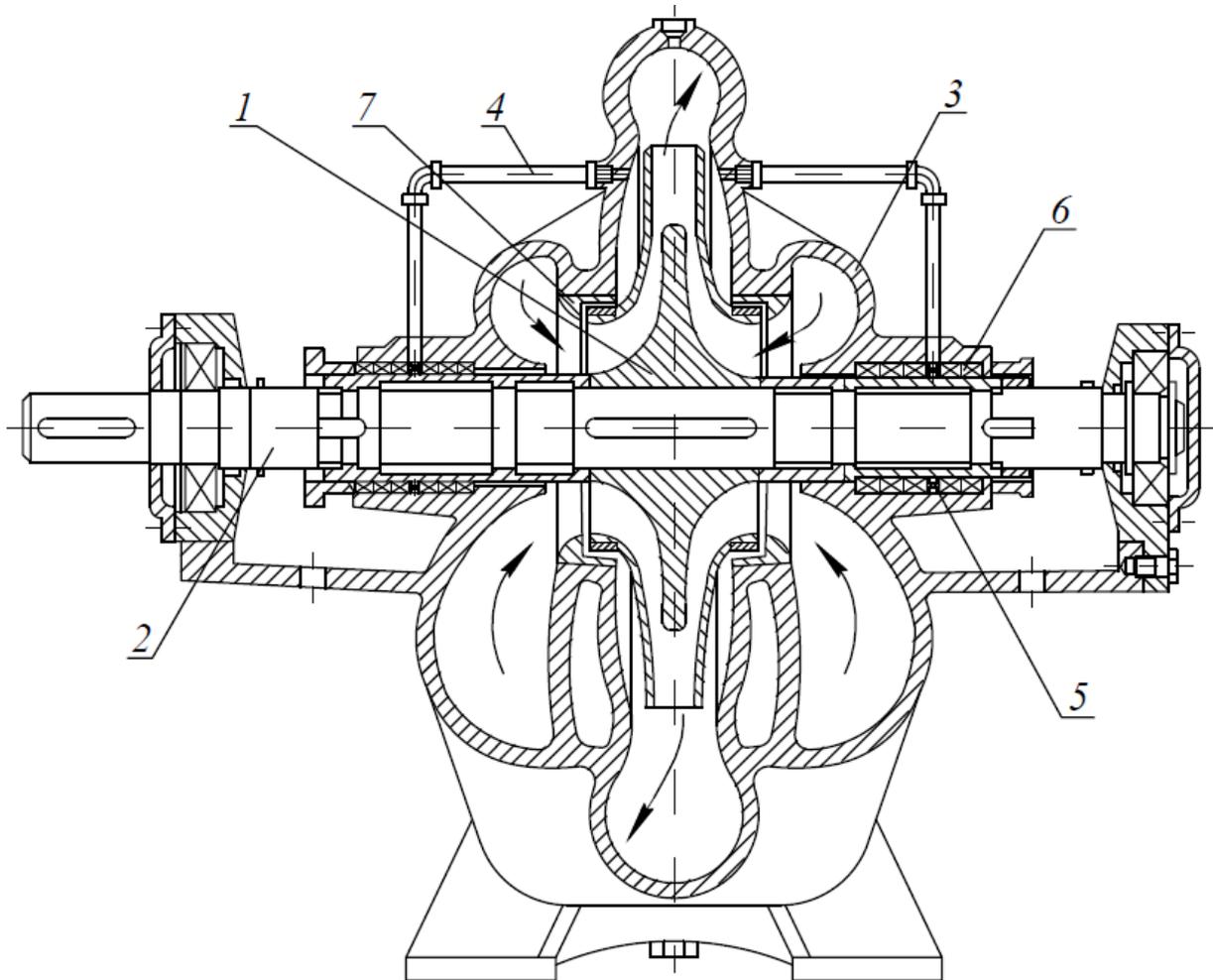


Рис. 2.2. Центробежный насос типа Д с двусторонним всасыванием

На валу 2 установлено колесо 1. В верхней части 3 разъемного корпуса предусмотрены трубки 4, обеспечивающие подвод жидкости под давлением от рабочего колеса 1 на втулку 5 гидрозатвора для устранения подсосывания воздуха и смачивания (охлаждения)

сальниковой набивки 6. Для снижения перетоков жидкости предусмотрено уплотняющее лабиринтное кольцо 7.

На рис. 2.3 показан центробежный секционный насос типа ЦНС [21].

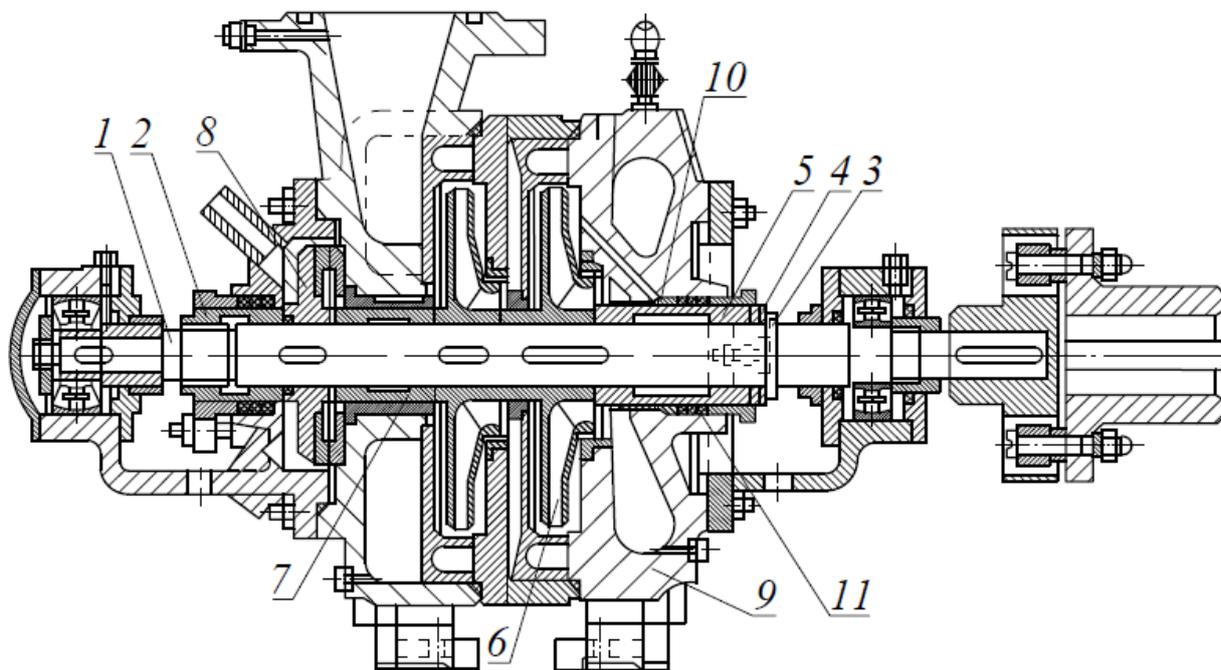


Рис. 2.3. Центробежный секционный насос типа ЦНС

На валу 1 посажены и прижаты гайкой 2 к заплечу 3 вала упорное кольцо 4, защитная втулка (рубашка вала) 5, рабочие колеса 6, дистанционная втулка 7, гидравлическая пята 8. В крышке всасывания 9 насоса предусмотрено сальниковое уплотнение.

#### 2.1.1.1.1. Рабочие колеса

Рабочие колеса шахтных насосов бывают двух типов – закрытого, состоящего из переднего 15 и заднего 16 дисков, ступицы 17 и лопаток 18 (лопастей) (см. рис. 2.1), и полуоткрытого без переднего диска. Колеса изготавливают: для неагрессивной воды – литыми из чугуна, для кислотной воды – из хромоникелевой и хромистой стали, из хромистого или кремнистого чугуна, из кислотоупорной бронзы [12]. Рабочие колеса выполняют с односторонним (см. рис. 2.1, 2.3) и двусторонним (см. рис. 2.2) подводом жидкости.

Лопастей колес (рис. 2.4, а) с рациональными формами профилей имеют утолщенную округленную переднюю часть и тонкую заднюю кромку. Такая форма профиля лопасти благоприятна по условию прочности, но при небольших размерах рабочего колеса утолщенные передние кромки лопастей значительно уменьшают его

входное сечение. Поэтому применяют профили одинаковой толщины (рис. 2.4, б) и с утолщенной средней частью (рис. 2.4, в).

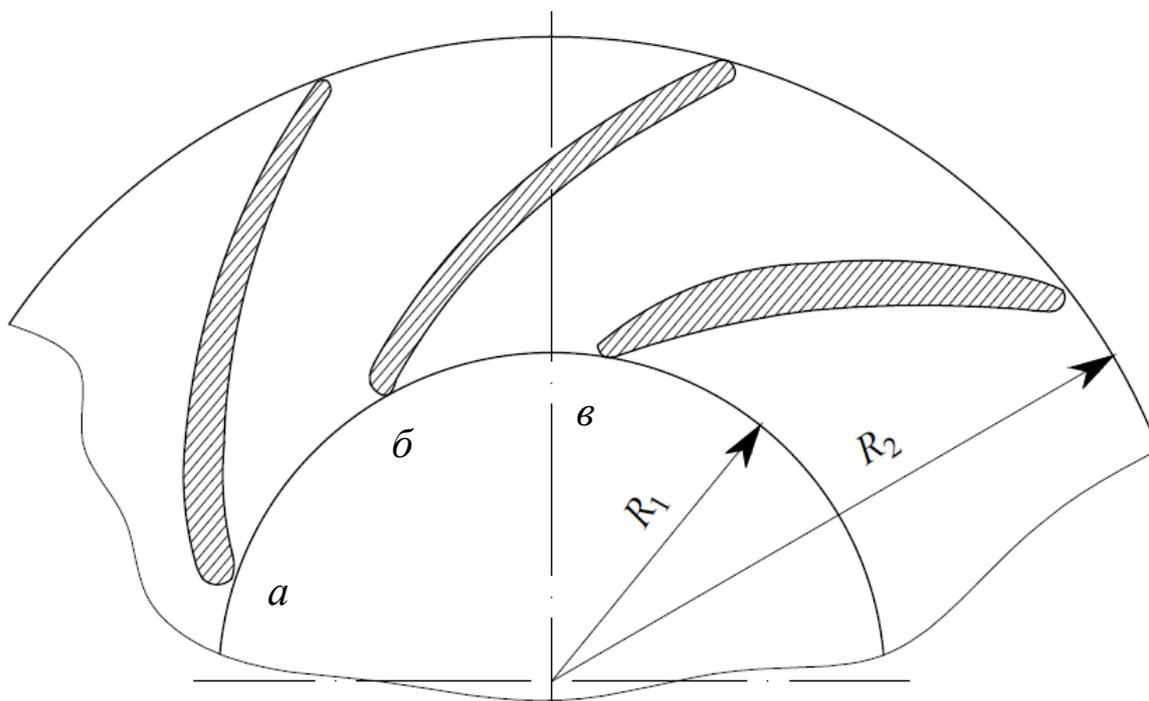


Рис. 2.4. Формы лопастей рабочих колес с кромками:  
а – утолщенной передней и тонкой задней; б – одинаковой толщины;  
в – утолщенной задней

#### 2.1.1.1.2. Подводящие устройства

Форма, размеры, расположение и конструкция устройств для подвода и отвода жидкости от рабочего колеса турбомашин влияют не только на величину энергии, сообщаемую потоку в турбомашине, но и на всю ее характеристику [12].

Подводящие устройства должны удовлетворять следующим требованиям [12]:

- обеспечивать равномерное, осесимметричное распределение потока по входному сечению рабочего колеса для улучшения КПД турбомашин;

- скорости в сечениях подвода должны быть невысокими и возрастать постепенно до величины не более  $1,0 \div 1,5$  м/с [3] во входном сечении для получения минимальных потерь в подводе;

- конструкция подвода должна создавать удобное для монтажа и ремонта сопряжение машины с трубопроводом.

Подводящие устройства выполняют в виде конфузоров с прямой (рис. 2.5, а) и искривленной осями (рис. 2.5, б), кольцевых ка-

мер (рис. 2.5, *в*), спиральных подводящих камер (рис. 2.5, *г*) и обратных каналов лопаточных отводов многоступенчатых насосов.

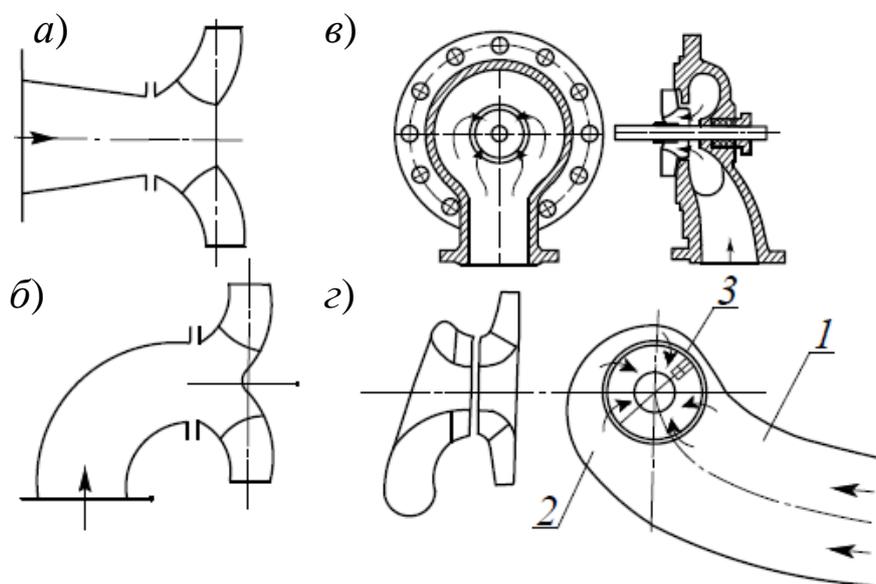


Рис. 2.5. Подводящие устройства турбомашин:  
*а* – конфузор с прямой осью;  
*б* – конфузор с искривленной осью;  
*в* – кольцевой подвод; *г* – спиральный подвод

В прямоосном конфузоре скорость потока жидкости увеличивается на  $15 \div 20\%$  [12]. Ускоренное движение обеспечивает выравнивание поля скоростей потока перед его входом в рабочее колесо. Такая форма подвода возможна только при консольном расположении рабочего колеса на валу насоса [20].

Кольцевой подвод – канал постоянного сечения, расположенный по окружности в рабочее колесо [20]. При наличии кольцевого подвода вал насоса обтекается жидкостью, что приводит к образованию вихревой зоны за валом. Поэтому кольцевой подвод не обеспечивает равномерного поля скоростей перед входом в рабочее колесо. Кольцевые подводы используются в ряде конструкций многоступенчатых насосов.

Спиральный подвод состоит из входного патрубка *1* и спирального канала *2*, заканчивающегося ребром *3*, которое разделяет потоки, поступающие в колесо непосредственно из патрубка и из спирального канала [12]. Спиральный подвод в отличие от кольцевого позволяет избежать образования за валом вихревой зоны и способствует выравниванию поля скоростей потока. Спиральный подвод применяется в многоступенчатых насосах и одноступенчатых насосах с двусторонним подводом жидкости.

### 2.1.1.1.3. Отводящие устройства

Отводящие устройства должны обеспечивать отвод потока жидкости от рабочего колеса с наименьшими потерями без наруше-

ния осесимметричности потока в колесе и с уменьшением скорости потока до величины скорости в начальном участке внешней сети.

В качестве отводящих устройств в турбомашинах применяют кольцевой, спиральный, лопаточный и каналный отводы [12].

Кольцевой отвод представляет собой цилиндрическую кольцевую камеру постоянной ширины, охватывающую рабочее колесо турбомашин. Такие отводы используют в конструкции насосов, предназначенных для перекачивания загрязненных жидкостей, и в углесосах.

Спиральный отвод (рис. 2.6) имеет спиральный канал  $1$ , окружающий рабочее колесо  $5$ , комбинируемый с кольцевой камерой  $2$ , ограниченной радиусами  $R_3$  и  $R_4$ .

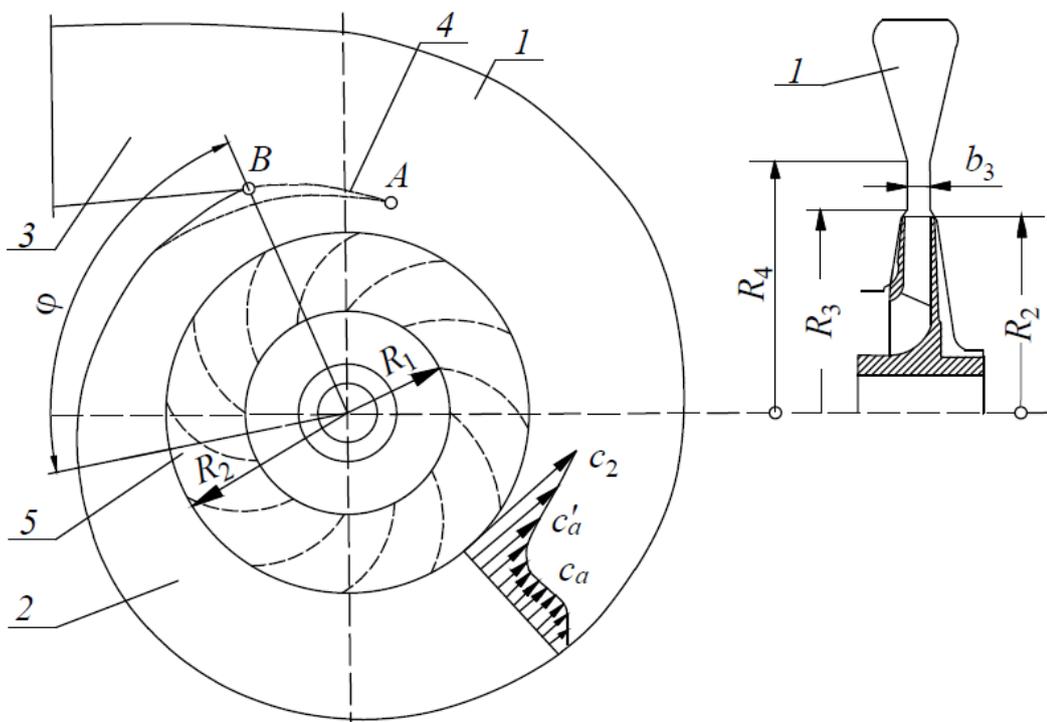


Рис. 2.6. Спиральный отвод турбомашин

Сечение спирального канала  $1$  у вентиляторов выполняют трапецеидальным с увеличивающейся к периферии шириной  $b$  (рис. 2.7,  $a$ ) и прямоугольным с постоянной шириной  $b$  (рис. 2.7,  $б$ ), у насосов – цилиндрическим (рис. 2.7,  $в$ ) и грушевидным (рис. 2.7,  $г$ ) с радиусами  $R$ .

В спиральном канале спирального отвода средняя скорость потока  $c_a$  меньше скорости  $c_2$  на выходе из рабочего колеса (см. рис. 2.6), поэтому в нем происходит частичное преобразование кинетической энергии в потенциальную, которое сопровождается по-

терями энергии. После спирального корпуса устанавливают диффузор 3, в котором скорость потока уменьшается и увеличивается его потенциальная энергия.

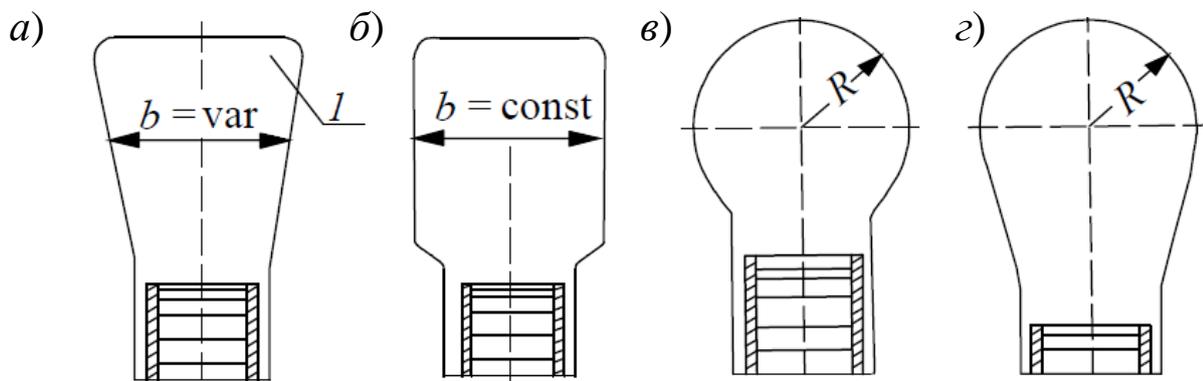


Рис. 2.7. Форма сечений спиральных отводов турбомашин:  
а, б – вентиляторов; в, г – насосов

Течение жидкости в спиральном канале носит сложный характер. Вблизи рабочего колеса скорость  $c_2$  уменьшается до  $c'_a$ , затем сохраняется примерно постоянной по сечению и у стенки снова снижается из-за трения жидкости.

На работу турбомашин оказывают значительное влияние форма и расположение языка 4, от которых зависит количество жидкости, циркулирующей в спиральной камере. В зависимости от длины языка в камеру попадает жидкость начиная от точки А или В (см. рис. 2.6). Язык способствует выравниванию потока в диффузоре, однако его близкое расположение к рабочему колесу вызывает резкое увеличение шума.

Лопаточные и каналные отводы применяют в секционных насосах. Такие отводы называют направляющим аппаратом.

У лопаточных отводов каналы лопаток, расположенных с обеих сторон, образуют отводящие 1 и обратные 2 (подводящие к следующему колесу) каналы (рис. 2.8, а). Жидкость, поступающая из рабочего колеса в расположенную за ним радиальную решетку лопастей направляющего аппарата, снижает скорость в  $2,0 \div 2,5$  раза. Далее поток жидкости, поворачиваясь в кольцевом канале 3 на  $180^\circ$ , поступает в обратную радиальную решетку, где происходит окончательное раскручивание потока и дополнительно незначительное уменьшение скорости за счет диффузорного эффекта решетки.

Для уменьшения вибрации в насосе число лопаток направляющего аппарата и число лопаток рабочего колеса не должны содержать общего множителя [20].

Каналы в канальном отводе образованы лопастями, но утолщенными к выходу, в результате чего каналы на выходе прямолинейные, что уменьшает концевые потери (рис. 2.8, б). Отводящие каналы переходят далее в обратные каналы, составляя с ними единые каналы сложной формы [12].

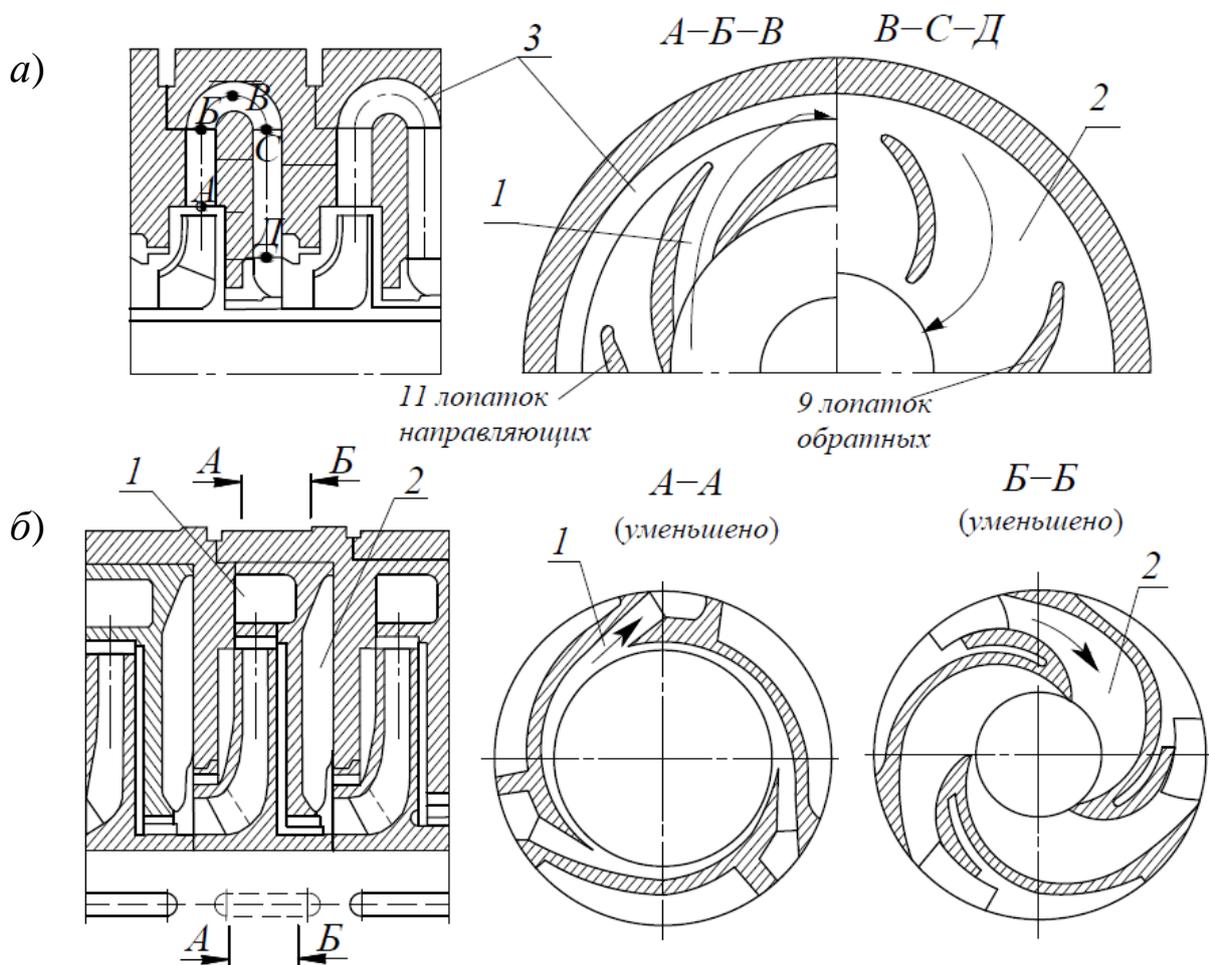


Рис. 2.8. Спиральный отвод (направляющий аппарат) секционных насосов:   
 а – лопаточный; б – канальный

#### 2.1.1.1.4. Подшипниковые узлы

В центробежных насосах применяют подшипники качения с жидкой или густой смазкой или скольжения с жидкостной (водяной) смазкой [12].

#### 2.1.1.1.5. Уплотнения рабочего колеса

Уплотнения рабочего колеса применяют для уменьшения перетоков воды из напорной полости во всасывающий патрубок, снижающих объемный КПД [12].

Уплотнения выполняют щелевыми, без трения между твердыми уплотняющими элементами. Применяют кольцевое уплотнение

(рис. 2.9, а, б). Меньшие протечки дают лабиринтные уплотнения (рис. 2.9, в, г).

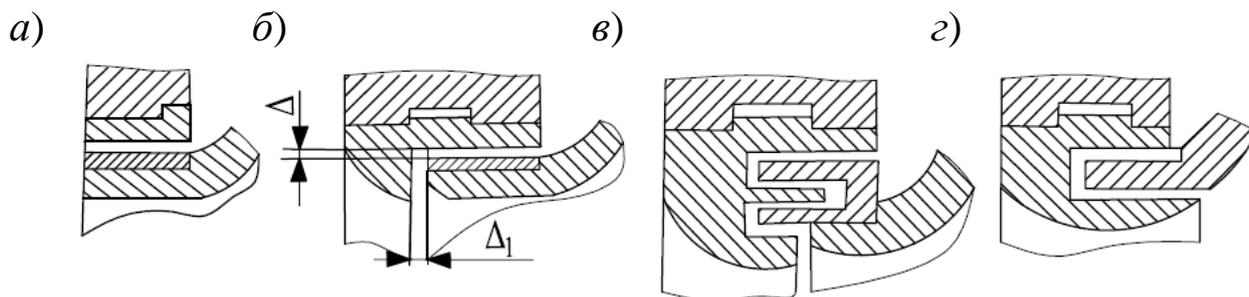


Рис. 2.9. Уплотнения рабочих колес:  
а, б – кольцевые; в, г – лабиринтные

Поверхность уплотнения подвергается интенсивному износу. Увеличение зазоров происходит за счет щелевой кавитации и быстрого движения жидкости, особенно при наличии в перекачиваемой жидкости абразивных частиц. Поэтому уплотнения выполняют со съемными кольцами.

Радиальный зазор  $\Delta$  всегда делают значительно меньше осевого  $\Delta_1$  в связи с бóльшей точностью радиальных посадок по сравнению с осевыми размерами для установки колеса.

#### 2.1.1.1.6. Сальниковые уплотнения

Сальниковые уплотнения применяются для предотвращения утечек жидкости вдоль вала [12].

Сальниковая набивка – хлопчатобумажные, пеньковые или льняные шнуры, пропитанные антифрикционным составом. Кольца набивки в количестве пяти-шести штук устанавливаются с относительным смещением разрезов на  $120^\circ$ . Для снижения интенсивности износа вала в месте набивки сальника на вал насаживается защитная втулка 5 (рубашка) (см. рис. 2.3).

Для гидравлического уплотнения вода из передней пазухи рабочего колеса б в крышке всасывания 9 подается на втулку гидрозатвора 10, через выточку и отверстия в ней заполняет полость гидрозатвора [21]. Образовавшееся таким образом жидкостное кольцо препятствует подсосыванию воздуха через сальниковое уплотнение. Из полости гидрозатвора часть воды проходит через зазор между рубашкой 5 вала и расточкой втулки гидрозатвора в первое рабочее колесо, остальная – просачивается через сальниковую набивку 11, охлаждая последнюю и рубашку вала. Чрезмерная затяжка сальникового уплотнения, препятствуя просачиванию воды между рубаш-

кой вала и сальниковой набивкой, увеличивает потери на трение и износ рубашки вала. Сальник затягивается так, чтобы через него просачивалось некоторое количество воды.

### 2.1.1.2. Устройство центробежных вентиляторов

Центробежный вентилятор одностороннего всасывания состоит из ротора 1 с консольно закрепленным рабочим колесом 2, осевого направляющего аппарата 3, входных коллектора 4 и патрубка 7, спирального кожуха 5 и рамы 6 (рис. 2.10) [12]. Крупные вентиляторы не имеют единой жесткой рамы, и вал ротора вращается на двух отдельных подшипниковых опорах, смонтированных на отдельных рамах, установленных на бетонном основании. При этом рабочие колеса располагаются на валу между подшипниковыми опорами. Такая компоновка позволяет снизить нагрузки на подшипники и исключить резонансные поперечные колебания главного вала.

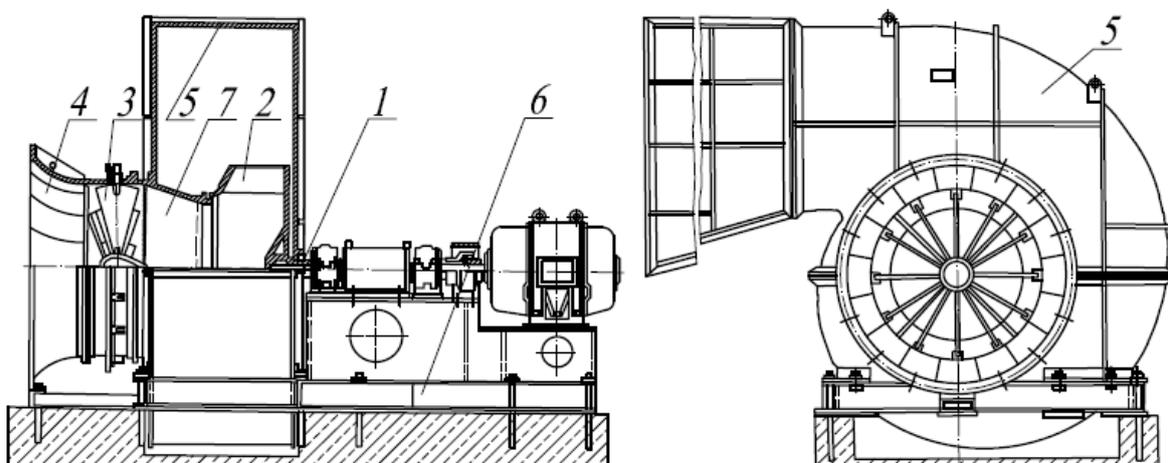


Рис. 2.10. Центробежный вентилятор типа ВЦ

Статорная часть вентилятора состоит из спирального кожуха 5, входного коллектора 4 и входного патрубка 7, который своим узким концом входит в лабиринтное уплотнение рабочего колеса, образуя с последним кольцевой лабиринтный зазор. Для увеличения жесткости кожуха коробка снабжена оребрением, замкнутым в рамы. Нижняя часть спиральных отводов крупных вентиляторов образована каналом в бетоне. Корпуса выполнены разъемными.

На рис. 2.11 показан вентилятор двустороннего всасывания типа ВЦД. Статорная группа вентилятора ВЦД включает спираль-

ный кожух 7, входные коробки 8 и состоит из двух жестких боковин и обечайки [21]. Для удобства монтажа статор имеет разъем по оси вала. Ротор вращается в двух подшипниковых узлах 9 со сферическими подшипниками. Смазка подшипников принудительная от маслостанции.

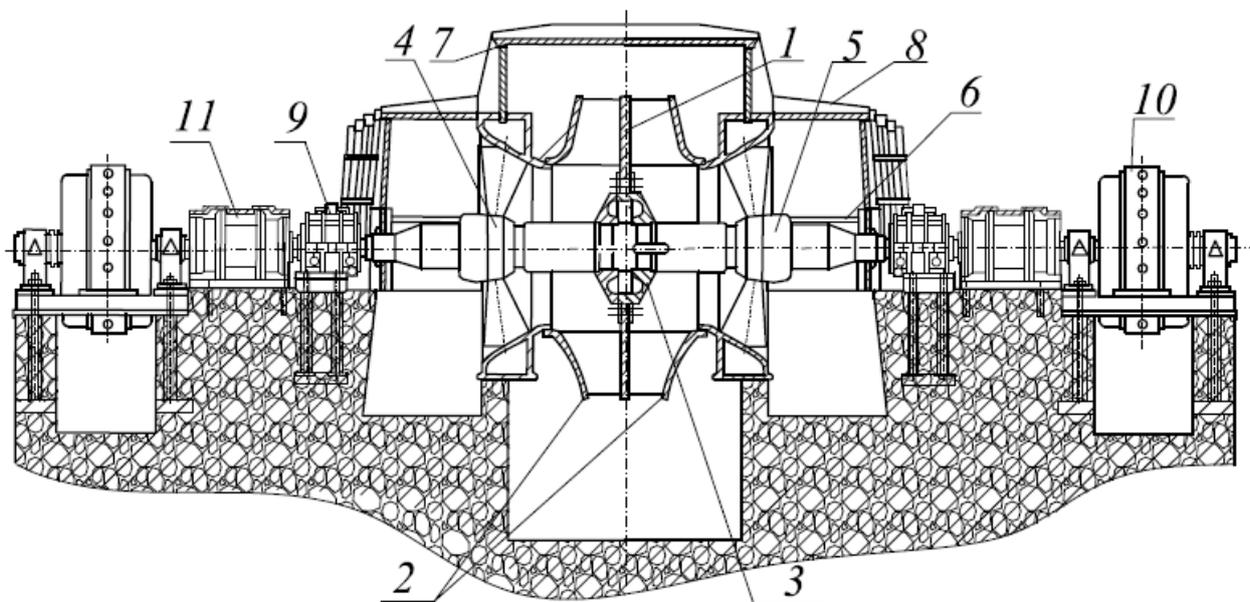


Рис. 2.11. Центробежный вентилятор типа ВЦД

Привод вентилятора осуществляется от двух двигателей 10 через зубчатые муфты 11, насаженные на оба конца главного вала.

#### 2.1.1.2.1. Направляющий аппарат

Направляющий аппарат служит для регулирования рабочего режима и представляет собой систему поворотных лопаток, устанавливаемых перед входом в колесо вентилятора [20]. Лопатки имеют хвостовики, которые вставлены в обечайку и втулку (обтекатель). Обтекатель фиксируется в осевом и радиальном направлении растяжками. На выступающие из обечайки цапфы хвостовика лопаток посажены рычаги с пальцами (или блоки с отрезками канатов), связанные с приводным наружным кольцом механизма поворота лопаток [12]. С помощью механизма все лопатки одновременно поворачиваются относительно своих радиальных осей от положения полного открытия сечения входа до полного его закрытия. В зависимости от положения лопаток направляющим аппаратом можно закрутить проходящий через него поток воздуха в сторону вращения колеса или в противоположную. Закручивание потока в сторону вращения колеса приводит к снижению давления, а закручивание

в противоположную сторону – к повышению давления, что вызывает изменение характеристик вентилятора и используется для регулирования рабочего режима вентиляторной установки.

На крупных центробежных вентиляторах двустороннего всасывания типа ВЦД при увеличении габаритов машин приводные кольца направляющих аппаратов, охватывающих корпус снаружи, не позволяют обеспечить достаточную четкость и надежность работы механизма в связи с малой жесткостью колец, отсутствием в них внутренних связей. Поэтому поворот лопаток 4 производится с помощью специальных кольцевых редукторов 5, корпуса которых подвешены во входных конусах на спицах (см. рис. 2.11) [5]. Вращение передается от сервопривода, установленного в машинном зале у вентилятора через цепную передачу и подвесной трансмиссионный вал 6.

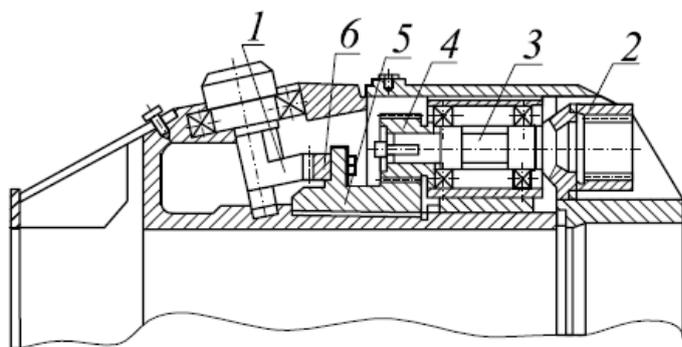


Рис. 2.12. Кольцевой редуктор направляющего аппарата вентилятора

Вращение от вала через зубчатую полумуфту 2 (рис. 2.12) с внутренним зацеплением передается приводному валу 3 [27]. На втором конце приводного валика закреплена шестерня 4, находящаяся в зацеплении с зубчатым венцом поворотного кольца, вращающегося на шариках, утопленных в радиальных сверлениях.

На кольце 5 закреплены зубчатые сегменты 6, входящие в зацепление с зубчатыми секторами 1, на которых закреплены внутренние цапфы лопаток направляющего аппарата.

#### 2.1.1.2.2. Рабочее колесо

Рабочее колесо вентиляторов типа ВЦ имеет восемь лопаток, приваренных к плоскому коренному и коническому покрывному дискам [27]. Покрывной диск на диаметре входа может быть усилен тороидальным литым лабиринтным кольцом. Жесткость колеса в осевом направлении увеличивается обтекателем, закрепленным на коренном диске, который соединяется со ступицей, насаженной при помощи шпонок на консоль главного вала. Соединение коренного диска со ступицей и обтекателем производится электросваркой, или соединения выполнены при помощи болтов. Лопатки рабочих колес

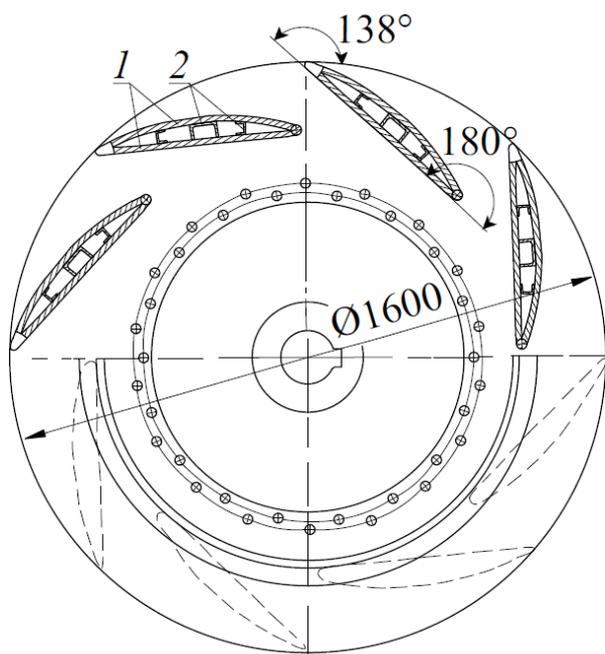


Рис. 2.13. Рабочее колесо

2 дисков (см. рис. 2.11). Рабочее колесо крепится коренным диском к ступице 3 болтами. Ступица выполнена из двух половин с конусными наружными поверхностями, что позволяет направить воздушный поток при повороте на лопаточный венец и улучшить условия обтекания [5].

пустотелые крыловидные с углом выхода не менее  $135^\circ$  и усиленные ребрами жесткости внутри (рис. 2.13). Внутреннее пространство лопаток некоторых крупных вентиляторов заполнено пенопластом, что позволило отказаться от связи обечаек 1 лонжеронами 2 (внутренними ребрами жесткости).

Вентиляторы типа ВЦД имеют сварные рабочие колеса двустороннего всасывания, которые состоят из коренного 1 и двух конических покрывных

### 2.1.1.2.3. Кожух

Кожух предназначен для частичного преобразования скоростного давления в статическое (рис. 2.14).

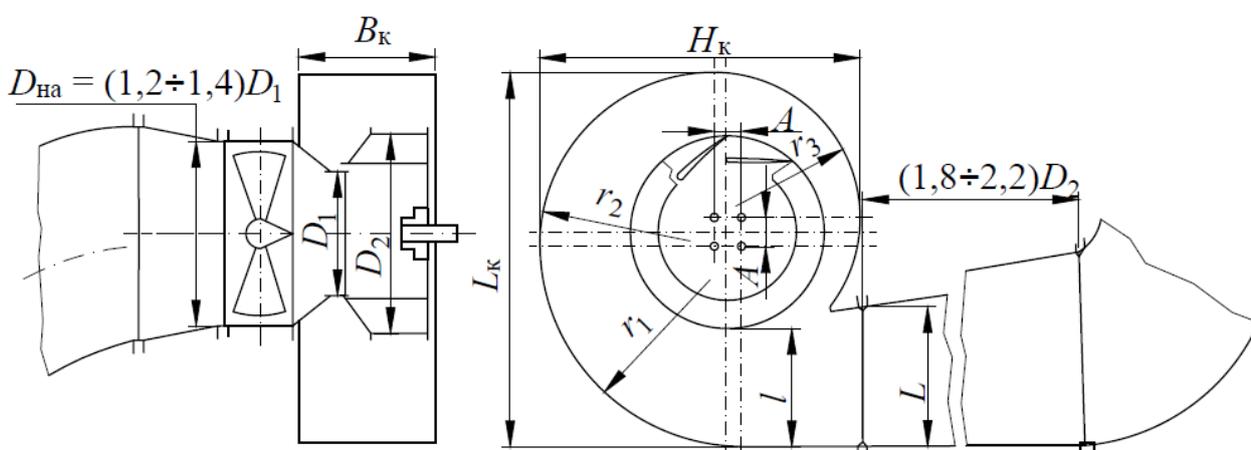


Рис. 2.14. Размеры спирального кожуха центробежного вентилятора

Профилирование спирали кожуха осуществляется по способу конструкторского квадрата, сторона которого  $A = l/4$ , где  $l$  – рас-

крытие спирали кожуха, т. е. максимальный размер кожуха по радиусу в конце его спиральной части (в сечении, соответствующем развороту спирали,  $2\pi$ ). Основная часть спирали очерчена тремя радиусами [26]:

$$r_1 = \frac{D_2 + 7A}{2}; \quad r_2 = \frac{D_2 + 5A}{3}; \quad r_3 = \frac{D_2 + 3A}{2}.$$

Аэродинамические качества спиральных кожухов зависят главным образом от величины проходных сечений, а форма этих сечений существенного значения не имеет (см. рис. 2.7, а, б).

### 2.1.1.3. Принцип действия центробежных турбомашин

Принцип действия центробежных турбомашин заключается в следующем. Перед запуском насос должен быть залит водой. При работе турбомашины поток текучего подходит к колесу в осевом направлении, но внутри колеса он меняет свое направление на радиальное [5]. При вращении рабочего колеса возникает разность давлений по обе стороны каждой лопатки. Силы от давления лопаток на поток текучего создают вынужденное вращательное и поступательное движение жидкости, увеличивая его давление и скорость. Следовательно, приращение энергии поток текучего получает только в рабочем колесе. Остальные элементы центробежной турбомашины остаются неподвижными, и в них может происходить преобразование одного вида энергии (кинематической) текучего в другой (потенциальную энергию).

### 2.1.2. Устройство и принцип действия осевых турбомашин

В осевой машине поток жидкости параллелен оси вращения рабочего колеса [20].

Конструктивными особенностями вентилятора являются: крученые лопатки 6 рабочих колес, направляющего 7 и спрямляющего 8 аппаратов; закрытая конструкция рабочих колес, исключая забивание их пылью; подвесной передаточный вал 2, который держится на соединительных зубчатых муфтах 1 без подшипников; выносные масленки 5, 9 для смазки подшипников 10 и встроенные аппараты контроля температуры подшипников; ступенчатый диффузор 11, длина конической части которого равна  $2D_2$  (где  $D_2$  – диаметр рабочего колеса по лопаткам) и цилиндрической части –

$1D_2$ ; наличие проема в фундаменте для доступа к механизму поворота лопаток направляющего аппарата; глушитель шума в установке (рис. 2.15) [26].

Рабочее колесо осевого вентилятора состоит из ступицы, дисков и обечайки. Ступица колеса посажена на вал и вращается в цилиндрическом кожухе. Плавный подвод воздуха к рабочему колесу обеспечивается коллектором 4 и передним обтекателем 3 (коком).

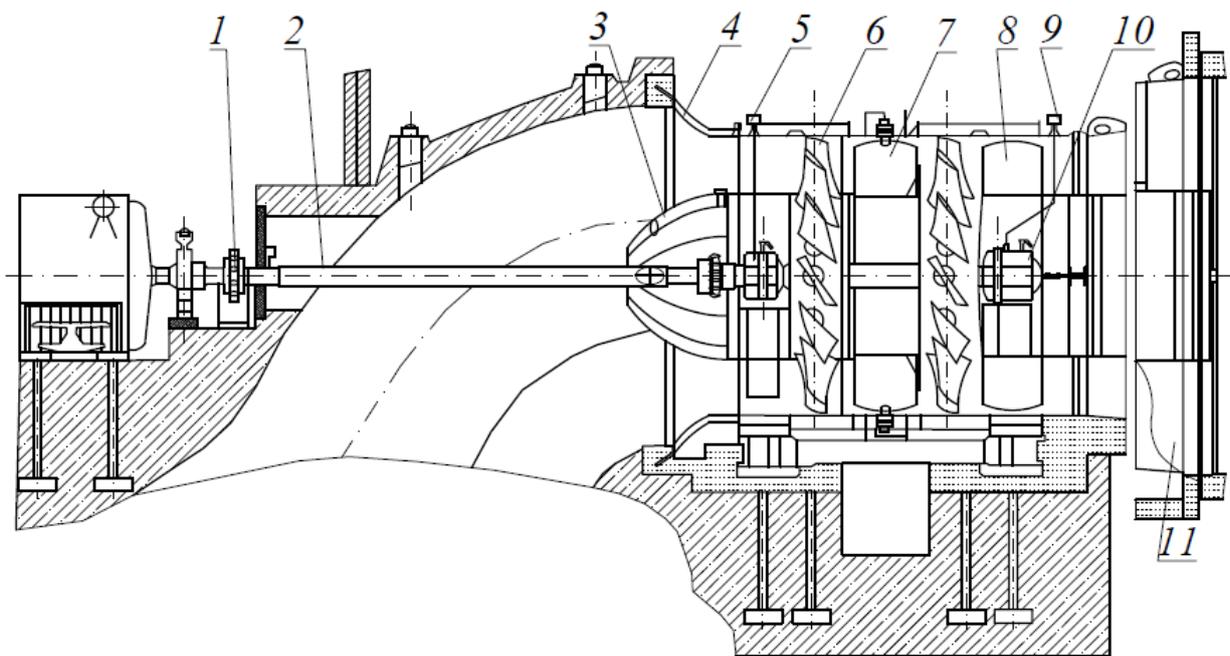


Рис. 2.15. Осевой вентилятор типа ВОД

Для направления потока ко второму рабочему колесу предусмотрен направляющий аппарат. Для раскручивания потока за вторым рабочим колесом предусмотрен спрямляющий аппарат. Выход из осевой турбомшины заканчивается диффузором, где происходит частичное преобразование кинетической энергии в потенциальную.

#### 2.1.2.1. Лопатка рабочего колеса

Лопатка рабочего колеса представляет собой изогнутое крыло с закругленной набегающей на поток частью и заостренным концом. Лопатки относительно втулки закреплены под некоторым углом. При вращении рабочего колеса благодаря воздействию лопаток на воздух происходит приращение давления, необходимое для движения воздуха. У входа в колесо возникает разрежение, а за колесом – давление.

Лопатки изготавливают полыми (рис. 2.16, а) или литыми (рис. 2.16, б). Внутри лопатки вставляют стержень для закрепления ее во втулке рабочего колеса [27].

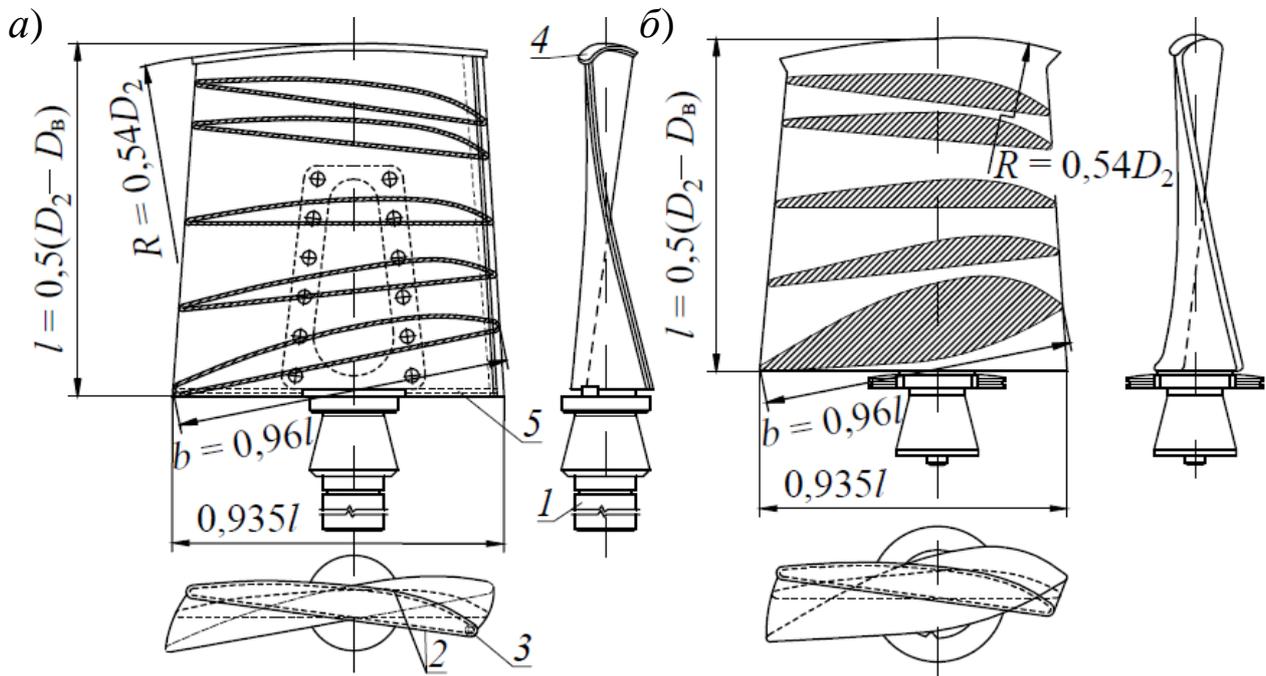


Рис. 2.16. Лопатки рабочих колес осевых вентиляторов:  
а – полая; б – литая

К стержню 1 полой лопатки (см. рис. 2.16, а) потайными заклепками приклепаны два крученых обшивных листа 2 толщиной  $2 \div 3$  мм, армированных против истирания угольной пылью ребром 3, представляющим собой О-образную трубку. К верхней и нижней части обшивных листов лопатки приварены доньшки 4, 5.

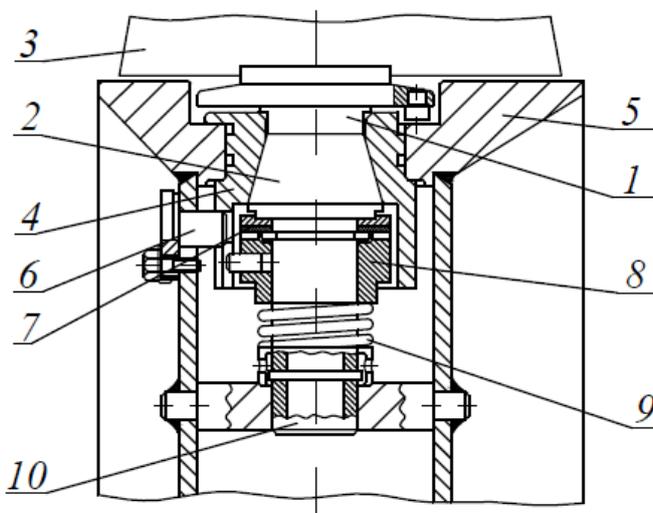


Рис. 2.17. Крепление лопатки к обечайке втулки рабочего колеса вентилятора типа ВОК

Крепление лопаток в обечайку втулки производится с помощью конического затвора (рис. 2.17), который обеспечивает быструю перестановку лопаток в пределах угла  $15 \div 45^\circ$  [27]. Действующая на лопатки центробежная сила воспринимается разрезным вкладышем 1, в коническую расточку которого входит коническая часть хвостовика лопатки 3.

Вкладыш *1* имеет два выступа *4*, упирающиеся в обечайку втулки *5* рабочего колеса и удерживающие его от выпадения. Вкладыш, заведенный через фасонные вырезы обечайки, поворачивается на  $90^\circ$  и в этом положении стопорится стопором *6*. Во время работы вентилятора угол установки лопатки фиксируется за счет трения, возникающего под действием центробежной силы лопатки и конического соединения. Во время пуска и остановки вентилятора добавочная фиксация указанного угла производится при помощи шайб *7* и *8*, на торцах которых через каждые  $5^\circ$  нарезаны зубья. Первая шайба закреплена на хвостовике *2* лопатки, а вторая жестко связана с вкладышем. Первоначальный натяг этих шайб и конического соединения обеспечивается пружиной *9*, которая надета на трубчатый хвостовик *10* лопатки.

#### 2.1.2.2. Рабочее колесо осевого вентилятора

В направлении от периферии к центру колеса полное (статическое) давление вентилятора уменьшается (рис. 2.18). При достаточно малых радиусах давление становится отрицательным, в результате возникает обратный ток воздуха. Поэтому центральную часть колеса необходимо закрывать втулкой достаточного диаметра. В современных вентиляторах относительный диаметр втулки принимают  $D_v = (0,5 \div 0,7)D_2$  [26].

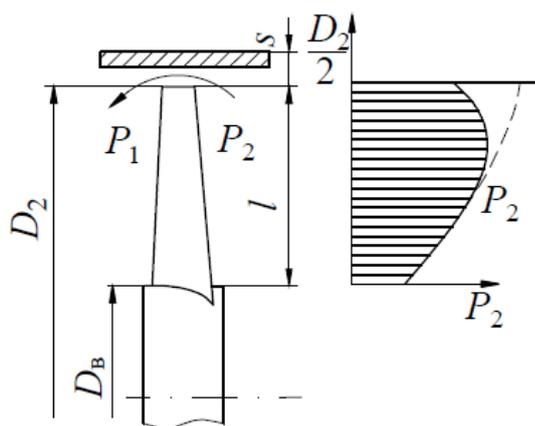


Рис. 2.18. Влияние зазора на давление вентилятора

Наличие относительно большого зазора между концами лопаток и внутренней поверхностью кожуха вентилятора обуславливается невозможностью обеспечить полную соосность кожуха и ротора при монтаже, неточностью и несовершенством обработки концов лопаток и внутренней поверхности кожуха, а также недостаточной жесткостью и нецилиндричностью кожухов, особенно при изготовлении последних сваркой из листового железа.

Относительный зазор, т. е. величина радиального зазора, отнесенная к длине лопатки для колеса в целом, определяется:

$$\bar{s} = \frac{\sum s}{\sum l} 100 \%,$$

где  $s$  – величина отдельного зазора между концом лопатки и кожухом, м;  $l$  – длина лопатки, м.

Для современных осевых вентиляторов нормальная величина зазора не должна превышать 1,5 %. В противном случае наблюдается заметное перетекание воздуха из области увеличенного давления  $P_2$  за лопаткой в область пониженного давления  $P_1$  перед лопаткой, в результате чего давление вентилятора уменьшается (см. рис. 2.18). Так, при величине зазора 1,5 % давление снижается на 15÷20 % по сравнению с величиной давления при нулевом зазоре.

Работа колеса в большой степени зависит от условий подхода воздуха. Для нормальной работы необходимо, чтобы поток воздуха подходил к колесу в направлении, параллельном оси вентилятора с возможно равномерным полем скоростей. Выравнивание поля скоростей в потоке достигается поджатием потока с помощью насадки или коллектора, плавно сужающего поток с периферии, и переднего обтекателя втулки колеса.

Действие коллектора бывает наиболее эффективным, когда между ним и рабочим колесом имеется цилиндрический участок трубопровода длиной  $(0,5\div 1)D$ . Излишнее удлинение этого участка нежелательно, так как влечет за собой возникновение неравномерности поля скоростей перед колесом.

При отсутствии коллектора, когда вентилятор засасывает воздух прямо из атмосферы, создается срыв потока с острой кромки. Если же перед вентилятором находится длинный прямой трубопровод, то вблизи стенок канала скорость потока небольшая. При отсутствии коллектора подача уменьшается на 15÷20 %.

### 2.1.2.3. Направляющий аппарат

Наличие перед колесом положительной или отрицательной скорости закручивания влияет на величину создаваемого турбомашинной давления [26]. По этой причине на входе в рабочее колесо одноступенчатых вентиляторов предусматривают входной направляющий аппарат. Скорость закручивания в потоке, выходящем из рабочего колеса, нежелательна, так как она связывает часть затраченной энергии  $\rho c_{u2}^2 / 2$  в виде скоростного давления от скорости закру-

чивания, мешает эффективной работе следующего рабочего колеса и создает дополнительные гидравлические потери. В двухступенчатых вентиляторах раскрутку выходящего из предыдущего рабочего колеса потока и его закрутку на входе в последующее рабочее колесо обеспечивают промежуточные направляющие аппараты.

Механизм одновременного поворота лопаток направляющего аппарата показан на рис. 2.19.

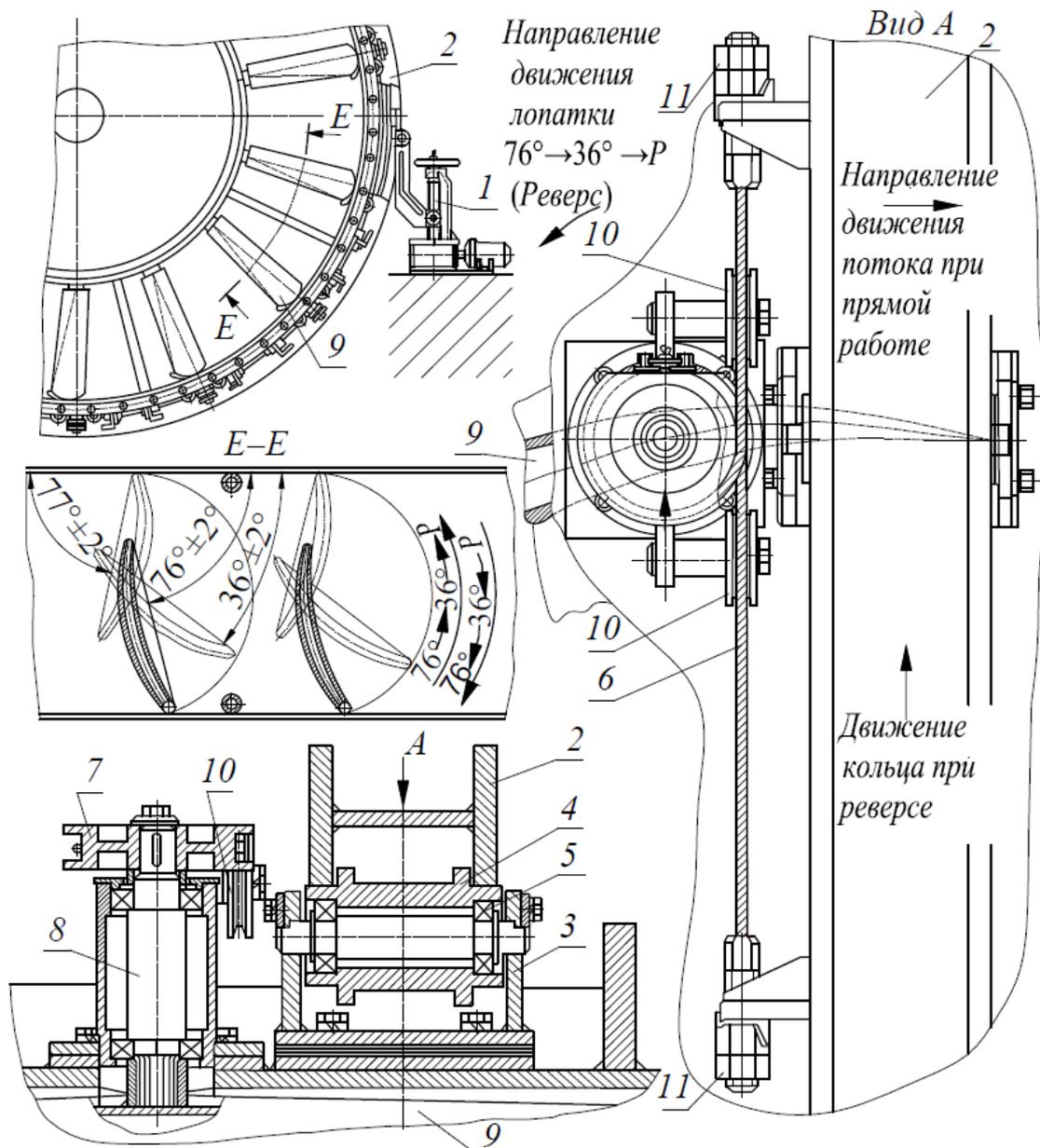


Рис. 2.19. Механизм одновременного поворота лопаток направляющего аппарата вентилятора

От колонки 1 приводится в движение приводное кольцо 2 [27]. Приводное кольцо вращается на роликовых опорах 3, ролики которых установлены на подшипниках 5. Кольцо 2 при помощи отрезка

каната 6 поворачивает блок 7, насаженный на конец валика 8, отчего лопатка направляющего аппарата, закрепленная на втором конце валика, поворачивается на заданный угол. Направляющие блоки 10 исключают соприкосновение на блоке 7 ветвей каната, натяжение которого обеспечивается гайками 11. Устранение закрутки в выходящем из рабочего колеса второй ступени потоке осуществляется с помощью спрямляющего аппарата (см. рис. 2.15). Механизм поворота лопаток спрямляющего аппарата аналогичен.

#### 2.1.2.4. Диффузор

Назначение выходного диффузора состоит в уменьшении осевой скорости потока, выходящего из вентилятора, и преобразовании связанного с ней скоростного давления в статическое [26]. Снижение в диффузоре скорости и преобразование скоростного давления в статическое происходит за счет непрерывного увеличения сечения проточного канала диффузора в направлении движения воздуха.

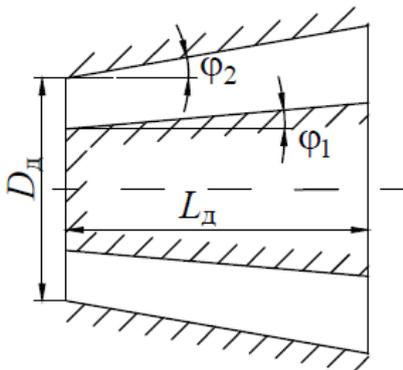


Рис. 2.20. Схема кольцевого диффузора

Диффузор осевого вентилятора состоит из двух усеченных конусов, из которых меньший расположен соосно в большем конусе (рис. 2.20). Проточной частью диффузора является пространство между боковыми поверхностями обоих конусов. Диффузор, выполненный по такой схеме, называют кольцевым.

Основными размерами диффузора есть относительная длина диффузора  $\bar{L}_d = L_d / D_2$ , углы раскрытия внутреннего  $\varphi_1$  и внешнего  $\varphi_2$  конусов. Для обеспечения безотрывного от стенок течения потока углы  $\varphi_1$  и  $\varphi_2$  конусов диффузора должны быть достаточно малыми. Обеспечение достаточной степени расширения диффузора при малых углах раскрытия его конусов требует достаточной длины диффузора.

Рациональная конструкция кольцевого диффузора характеризуется относительной длиной конической части  $\bar{L}_d = 2$ , углами раскрытия конусов  $\varphi_1 = 3^\circ$  и  $\varphi_2 = 6^\circ$ .

Потери в диффузорах зависят от поля скоростей на входе в диффузор. Действительное скоростное давление в результате не-

равномерности поля скоростей может оказаться на  $10 \div 15$  % большим скоростного давления, подсчитанного по средней скорости.

Поле скоростей имеет значительную неравномерность в вентиляторах с некручеными лопатками рабочих колес и малым числом лопаток спрямляющего аппарата.

### 2.1.2.5. Подводящий канал и выходная часть вентилятора

Преобразование скоростного давления в статическое происходит как в кольцевом диффузоре, так и в выходном канале, которые вместе образуют ступенчатый диффузор. Цилиндрический участок диффузора предназначен для выравнивания поля скоростей. Относительная длина цилиндрической части  $\bar{L}_{\text{ц}} = 1,5$ .

Основные размеры вентиляторных установок с осевыми вентиляторами при расположении привода со стороны подводящего канала должны соответствовать размерам, указанным на рис. 2.21 и в табл. 2.1 [26].

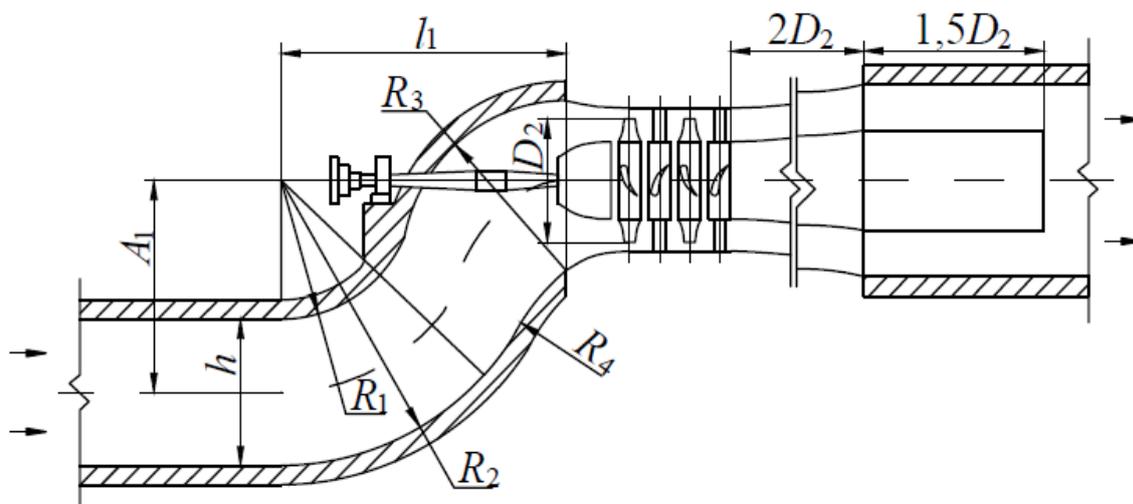


Рис. 2.21. Схема основных размеров вентиляторной установки

Таблица 2.1

Основные размеры вентиляторных установок с осевыми вентиляторами (ГОСТ 11004–84)

Диаметр рабочего колеса, м	Относительные параметры, %						
	$h/D_2$	$A_1/D_2$	$l_1/D_2$	$R_1/D_2$	$R_2/D_2$	$R_3/D_2$	$R_4/D_2$
До 1,8	122	180	230	100	230	150	100
Свыше 1,8	118	160	240	117	230	170	50

## 2.2. КИНЕМАТИКА ПОТОКА В РАБОЧЕМ КОЛЕСЕ ЦЕНТРОБЕЖНОЙ И ОСЕВОЙ ТУРБОМАШИН

Одним из основных факторов, характеризующих работу турбомашин, является структура потока, определяемая взаимодействием между текучим и лопатками рабочего колеса. Существенное значение имеют кинематические показатели – величины и направления скоростей, ускорения и формы траекторий движений [5].

Движение текучего в пределах вращающегося рабочего колеса может рассматриваться как сумма двух движений: переносного (рис. 2.22, а) – вращение вместе с колесом с окружной скоростью  $u$  и относительного (рис. 2.22, б) – перемещение относительно самого рабочего колеса со скоростью  $\omega$  (по каналу между лопатками) [10]. Обозначив векторы соответствующих скоростей как  $\bar{u}$  и  $\bar{\omega}$ , получим вектор абсолютной скорости  $\bar{c} = \bar{u} + \bar{\omega}$  – скорости относительно неподвижного корпуса турбомашин (рис. 2.22, в). Подобное движение не является реальным и может быть применено только при движении идеальной жидкости через колесо с бесконечно большим числом бесконечно тонких лопаток.

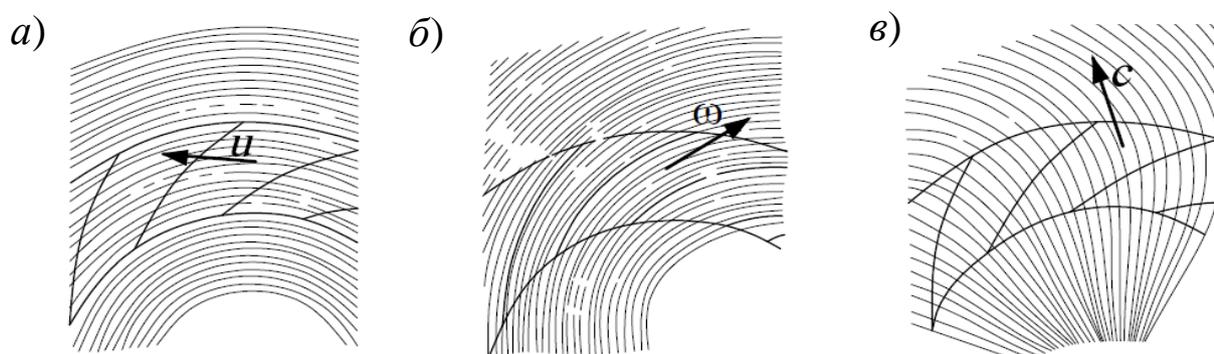


Рис. 2.22. Движение жидкости в рабочем колесе центробежного насоса:  
а – переносное; б – относительное; в – абсолютное

Из выражения  $\bar{c} = \bar{u} + \bar{\omega}$  следует, что анализ кинематики потока в пределах рабочего колеса турбомашин основывается на построении параллелограмма скоростей.

### 2.2.1. Кинематика потока в рабочем колесе центробежной турбомашин

Для построения параллелограмма скоростей необходимо знать форму и размеры рабочего колеса, причем величины, относящиеся к параметрам на входе в рабочее колесо, обозначаются через индекс

1, а на выходе – индекс 2 [5]. Траектория движения частицы жидкости показана на рис. 2.23 кривой 1–2. Кроме того, должны быть заданы условия работы машины, которые определяются двумя параметрами – подачей  $Q$  ( $\text{м}^3/\text{с}$ ) и частотой вращения рабочего колеса  $n$  ( $\text{мин}^{-1}$ ). Направление абсолютной скорости на входе в рабочее колесо зависит от условий подвода. При осевом подводе и отсутствии закручивания потока (отсутствии направляющего аппарата) абсолютная скорость направлена по радиусу, т. е. угол между векторами скоростей  $\vec{u}$  и  $\vec{c}$   $\alpha_1 = 90^\circ$  (уменьшение угла в расчетных режимах не превышает  $2^\circ$  [9]). При этих условиях среднее значение скорости составляет ( $\text{м}/\text{с}$ )

$$c_1 = \frac{Q}{\pi D_1 b_1}, \quad (2.1)$$

где  $D_1$  – диаметр рабочего колеса на входе, м;  $b_1$  – ширина рабочего колеса на входе, м.

Окружная скорость ( $\text{м}/\text{с}$ ) на входе в рабочее колесо направлена перпендикулярно радиусу и определяется как

$$u_1 = \frac{\pi D_1 n}{60}. \quad (2.2)$$

Имея направления и значения абсолютной и окружной скорости на входе в рабочее колесо, можно построить параллелограмм и определить относительную скорость на входе (см. рис. 2.23).

Относительная скорость ( $\text{м}/\text{с}$ ) на выходе направлена по касательной к профилю лопатки в данной точке и находится как

$$\omega_2 = \frac{Q}{\pi D_2 b_2 \sin \beta_2}, \quad (2.3)$$

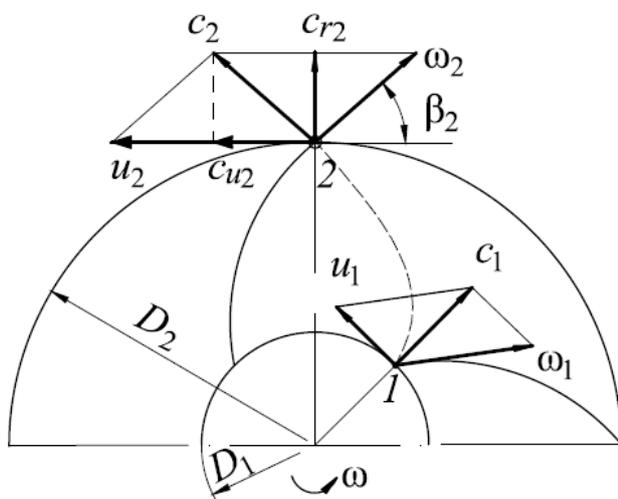


Рис. 2.23. План скоростей частиц жидкости центробежного колеса

где  $\beta_2$  – угол установки лопатки на выходе из рабочего колеса (выходной угол лопатки между касательными к окружности решетки и лопатки у выходной кромки), град;  $b_2$  – ширина рабочего колеса на выходе, м.

Окружная скорость ( $\text{м}/\text{с}$ ) на выходе из рабочего колеса направлена под углом  $90^\circ$  к радиусу и определяется:

$$u_2 = \frac{\pi D_2 n}{60}. \quad (2.4)$$

Имея направления и значения относительной и окружной скорости на выходе из рабочего колеса, можно построить параллелограмм и определить абсолютную скорость  $c_2$  на выходе (см. рис. 2.23).

Спроектировав абсолютную скорость на радиальную и тангенциальную ось, получим  $c_{a2}$  – проекцию абсолютной скорости на радиальную ось, отвечающую за расход текучего, и  $c_{u2}$  – проекцию абсолютной скорости на тангенциальную ось или скорость закручивания потока.

Векторы абсолютной скорости на любых радиусах будут касательными к траектории абсолютного движения частиц текучего (кривой 1–2) [27].

### 2.2.2. Кинематика потока в рабочем колесе осевой турбомашины

Рассечем концентрической плоскостью рабочее колесо осевой турбомашины радиусом  $R$  (рис. 2.24, *а*). Развернув цилиндрическую поверхность на плоскость, получим плоскую решетку профилей (рис. 2.24, *б*) осевого колеса. Основными параметрами решетки являются ширина  $b$  лопасти (длина хорды), ширина  $B$  решетки, число  $z$  лопастей, угол установки  $\theta$  лопасти, образованный ее хордой и вектором скорости  $\bar{u}$ , углы входа  $\beta_1$  и выхода  $\beta_2$  лопастей [12].

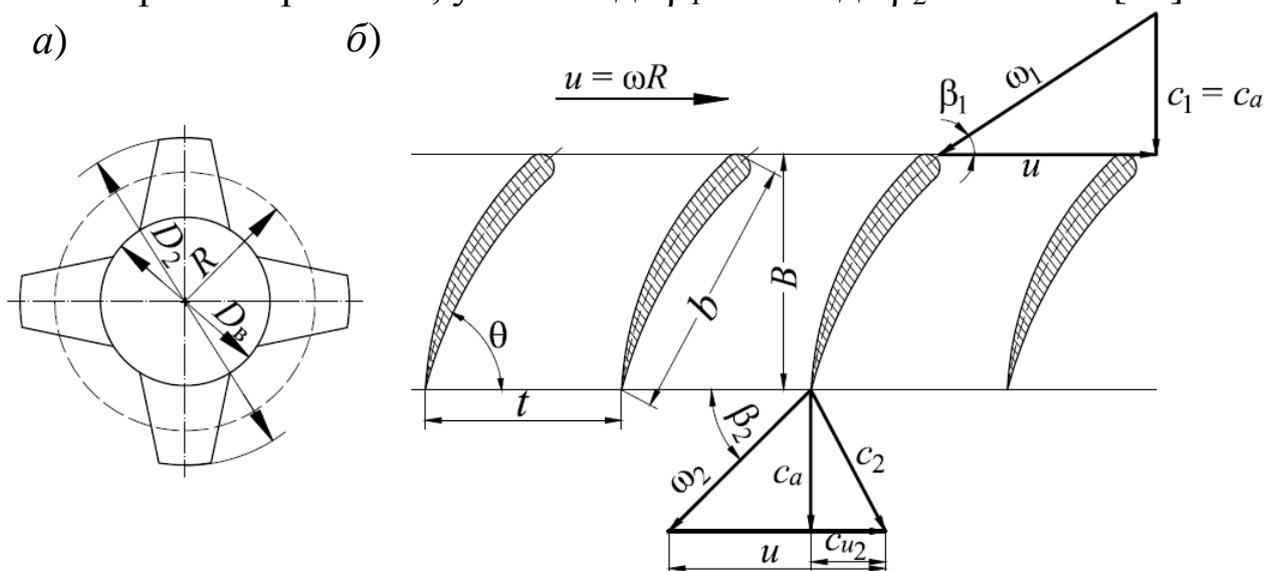


Рис. 2.24. К кинематике потока в рабочем колесе осевой турбомашины:  
*а* – рабочее колесо; *б* – план скоростей частиц жидкости

Шаг решетки (м), равный расстоянию между сходственными точками сечений лопастей, измеренному в направлении вращательного движения решетки, определится как

$$t = \frac{2\pi R}{z}. \quad (2.5)$$

Отношение  $b/t$  называют густотой решетки,  $t/b$  – относительным шагом.

При вращении рабочего колеса частицы протекающей через решетку жидкости участвуют в относительном движении вдоль решетки (с относительной скоростью  $\omega_1$  на входе в решетку и  $\omega_2$  на выходе из нее) и в переносном движении – с окружной скоростью  $u = \text{const}$ . При отсутствии закручивания потока  $c_{u1} = 0$  перед рабочим колесом жидкость притекает к решетке с абсолютной скоростью  $\bar{c}_1 = \bar{c}_a$  и на выходе из решетки имеет абсолютную скорость  $\bar{c}_2 = \bar{\omega} + \bar{u}$ . На рис. 2.24 построены треугольники скоростей на входе и выходе из решетки. На основе неразрывности потока для несжимаемой жидкости (при увеличении давления на 1 атм объем воды уменьшается на 0,00005 первоначального объема [27]) осевые скорости на входе  $c_{a1}$  и на выходе  $c_{a2}$  из рабочего колеса одинаковы, т. е.  $c_{a1} = c_{a2} = c_a$ . Это скорость, с которой частицы движутся вдоль оси рабочего колеса.

При условии увеличения относительной скорости потока в рабочем колесе ( $\omega_1 < \omega_2$ ) решетка называется конфузорной, при постоянной скорости  $\omega$  ( $\omega_1 = \omega_2$ ) – активной, при  $\omega_1 > \omega_2$  – диффузорной. В шахтных вентиляторах наибольшее применение получила диффузорная решетка.

## 2.3. ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ (ПОДАЧА) ЦЕНТРОБЕЖНОЙ И ОСЕВОЙ ТУРБОМАШИН

### 2.3.1. Теоретическая производительность (подача) центробежной турбомашин

Теоретическую производительность (подачу) ( $\text{м}^3/\text{с}$ ) центробежной турбомашин определяют как произведение площади ( $\text{м}^2$ ) выходного сечения  $\pi D_2 b_2$  рабочего колеса (найденной как произведение длины окружности на ширину) (рис. 2.25, а), без учета стес-

нения его лопатками, на радиальную скорость  $c_{r2}$  (м/с) – проекцию абсолютной скорости на радиальную ось:

$$Q = \pi D_2 b_2 c_{r2}. \quad (2.6)$$

Проекцию абсолютной скорости (м/с) на радиальную ось можно найти из прямоугольного треугольника  $OAB$  (рис. 2.25, б) как

$$c_{r2} = (u_2 - c_{u2}) \operatorname{tg} \beta_2. \quad (2.7)$$

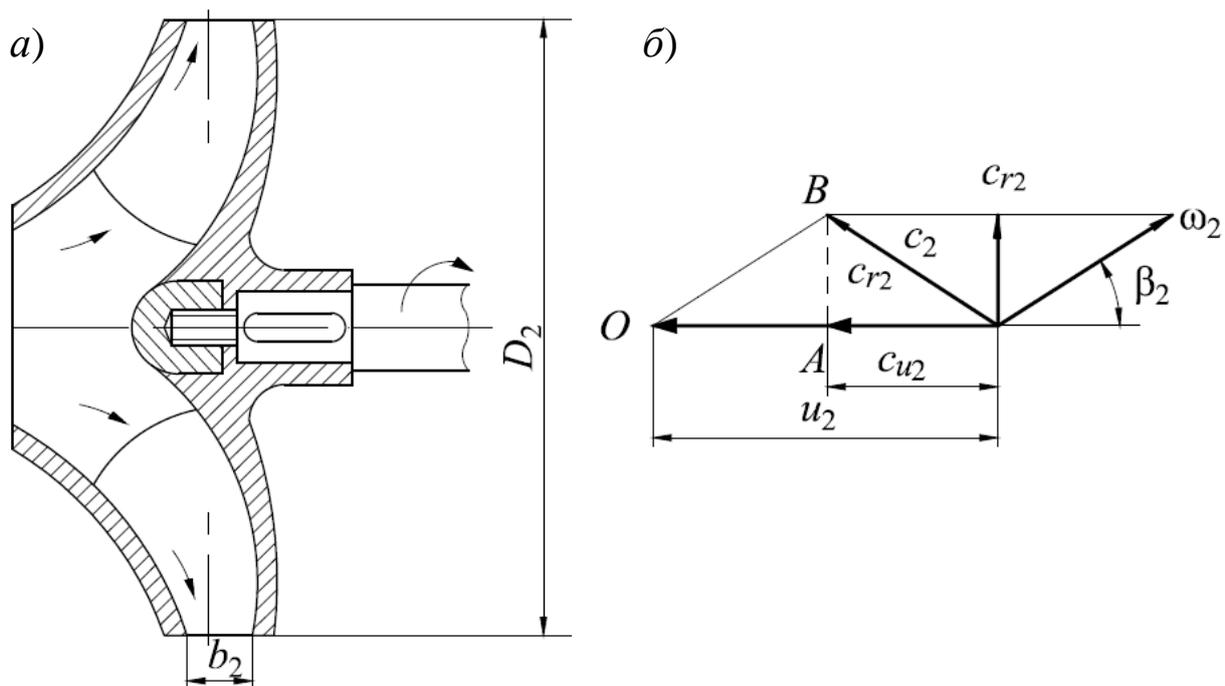


Рис. 2.25. К определению теоретической производительности центробежных машин: *a* – рабочее колесо центробежного насоса; *б* – план скоростей на выходе из рабочего колеса

### 2.3.2. Теоретическая производительность осевой турбомашины

Теоретическую производительность (м<sup>3</sup>/с) осевой турбомашины определяют как произведение площади (м<sup>2</sup>) выходного сечения рабочего колеса (см. рис. 2.23), без учета стеснения его лопатками, на осевую скорость  $c_a$ :

$$Q = \pi \frac{D_2^2 - D_B^2}{4} c_a, \quad (2.8)$$

где  $D_B$  – диаметр втулки рабочего колеса осевой турбомашины, м.

Так как, проходя через решетку, поток жидкости от взаимодействия с лопастями искривляется и относительная скорость  $\omega$  изменяет свое направление, отклоняясь в сторону вращения решетки, то согласно исследованиям Н. Е. Жуковского и С. А. Чаплыгина ис-

кривленный поток по эффекту взаимодействия можно заменить эквивалентным прямолинейным потоком со средней относительной скоростью (м/с), равной (рис. 2.26) [12]

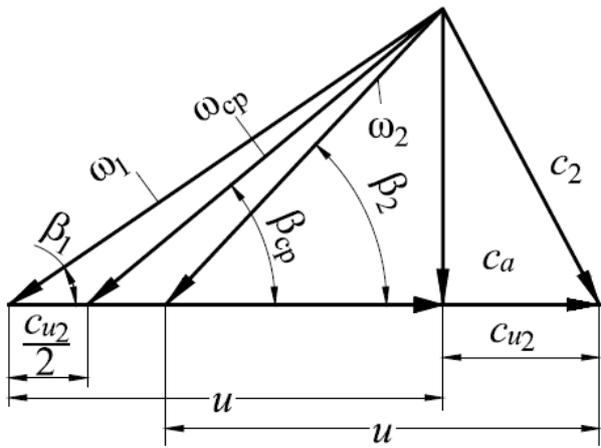


Рис. 2.26. Совмещенный план скоростей частиц на входе и на выходе из решетки

$$\bar{\omega}_{cp} = \frac{\bar{\omega}_1 + \bar{\omega}_2}{2}. \quad (2.9)$$

Совместив треугольники скоростей (см. рис. 2.24) частиц жидкости на входе и выходе из решетки, получим план скоростей (см. рис. 2.26), из которого найдем осевую скорость (м/с) частиц потока:

$$c_a = \left( u - \frac{c_{u2}}{2} \right) \operatorname{tg} \beta_{cp}. \quad (2.10)$$

Угол  $\beta_{cp}$ , образованный направлением скорости  $\omega_{cp}$  и плоскостью вращения, называют углом притекания [20].

## 2.4. ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ НАПОР РАБОЧЕГО КОЛЕСА ТУРБОМАШИНЫ

Уравнение устанавливает зависимость между энергией (напором), сообщаемой потоку жидкости идеальным рабочим колесом, и его кинематическими и другими параметрами. Оно может быть получено на основе использования струйной теории Л. Эйлера [12]. Струйная теория больше пригодна для центробежных машин, где течение потока происходит в каналах.

При выводе уравнения принимают следующие допущения:

1. Весь поток жидкости разделен на элементарные струйки элементарными лопатками бесконечно малой толщины, т. е. движение струйки прямолинейное.

Следует отметить, что такая схема весьма условна, так как при бесконечном числе лопаток и разделении потока на элементарные струйки давление с обеих сторон лопаток будет на одинаковых радиусах равным и рабочее колесо не сможет создать напор [12].

2. Поток на входе симметричен, следовательно, скорость закручивания потока на входе в рабочее колесо равна нулю.

3. Жидкость не обладает вязкостью, т. е. свойством, характеризующим трение между слоями жидкости, следовательно, жидкость движется равномерно без вихревых явлений.

4. Утечки отсутствуют, следовательно, объемный КПД равен единице.

5. Гидравлические потери на трение в проточной части отсутствуют, следовательно, гидравлический КПД равен единице.

Для получения уравнения воспользуемся теоремой об изменении количества движения материальной системы [12]. Согласно теореме при установившемся движении несжимаемой жидкости приращение момента количества движения жидкости, протекающей через колесо, относительно оси его вращения равно моменту всех внешних сил, оказывающих воздействие на поток.

Количество движения определяется как произведение массы на скорость, а момент количества движения равен произведению количества движения на плечо.

Внешние силы – силы, обусловленные действием лопаток на поток и давления  $P_1$  и  $P_2$  на часть потока, заключенного в рабочем колесе.

Определим для центробежного колеса момент  $M$  внешних сил, за счет которого происходит изменение момента количества движения жидкости, заключенной в колесе

За время  $dt$  в канал рабочего колеса поступит масса  $dm$ , равная массе жидкости  $abcd$ , и за то же время масса  $dm$ , равная массе жидкости  $ekgf$ , покинет канал колеса. Количество движения массы  $dm$  при входе в колесо  $dm c_1$ , а на выходе из него  $dm c_2$ .

За одну секунду при массовой подаче  $Q_m$  рабочего колеса количество движения будет составлять соответственно  $Q_m c_1$  и  $Q_m c_2$ .

Момент (Н·м) внешних сил определится:

$$M = M_2 - M_1 = Q_m (c_2 l_2 - c_1 l_1), \quad (2.11)$$

где  $l_1$  и  $l_2$  – плечи на входе и на выходе из рабочего колеса, м.

Продлеваем вектор абсолютной скорости  $c_2$  и из центра колеса проводим линию, перпендикулярную этой скорости (рис. 2.27). Длина этой линии и есть плечо  $l_2$ . Из прямоугольного треугольника  $OAB$  плечо (м) определяется как

$$l_2 = R_2 \cos \alpha_2, \quad (2.12)$$

где  $\alpha_2$  – угол между абсолютной и окружной скоростями, град.

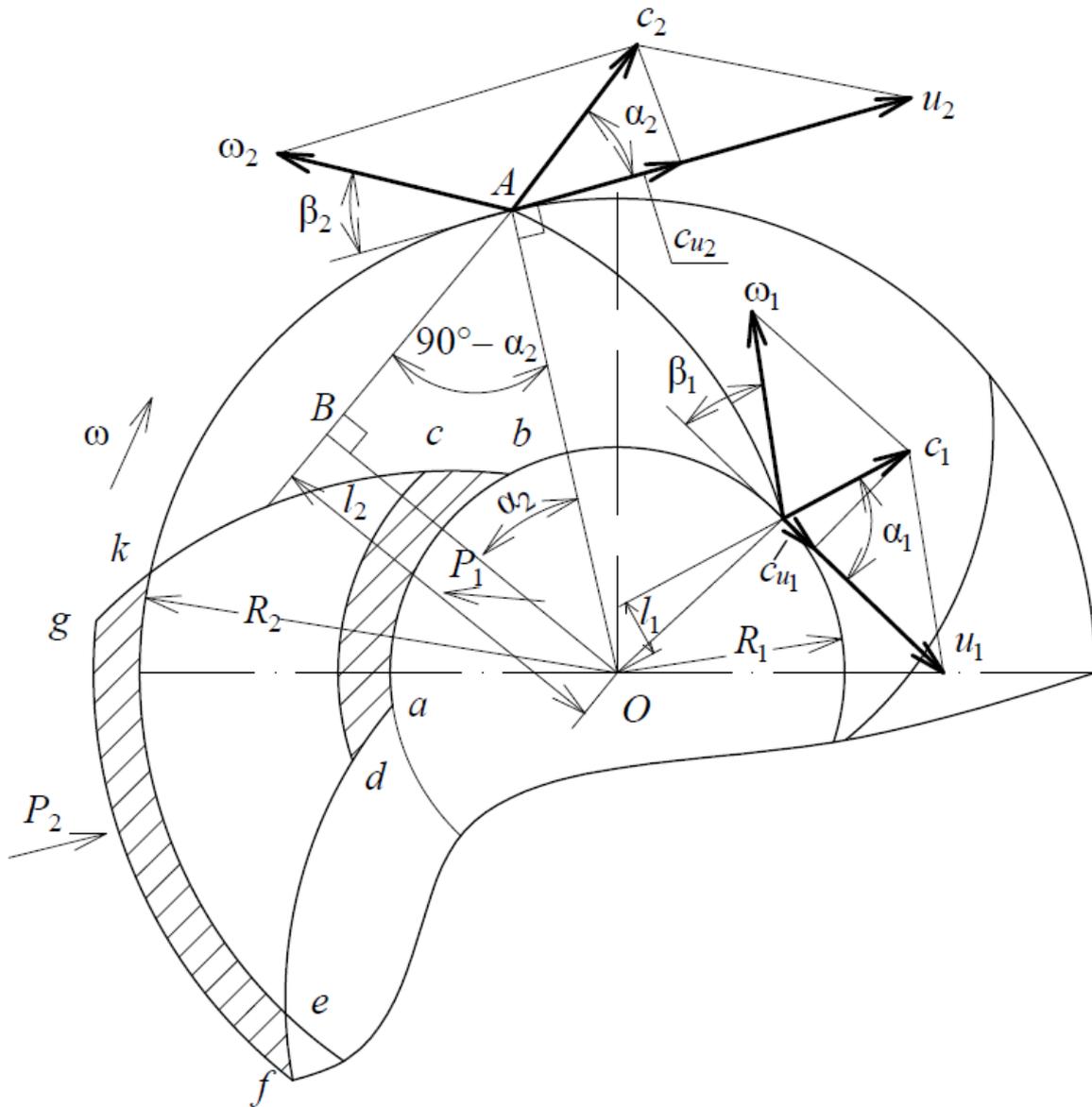


Рис. 2.27. Схема к выводу уравнения Л. Эйлера

Аналогично определяется плечо  $l_1$ :

$$l_1 = R_1 \cos \alpha_1, \quad (2.13)$$

где  $\alpha_1$  – угол между абсолютной и окружной скоростями, град.

Поскольку массовая производительность равна произведению весовой  $Q_V$  ( $\text{м}^3/\text{с}$ ) на плотность  $\rho$  ( $\text{кг}/\text{м}^3$ ) [см. формулу (1.2)], то момент ( $\text{Н}\cdot\text{м}$ ) внешних сил с учетом (2.12) и (2.13)

$$M = Q_V \rho (c_2 R_2 \cos \alpha_2 - c_1 R_1 \cos \alpha_1). \quad (2.14)$$

Из параллелограмма скоростей

$$c_{u2} = c_2 \cos \alpha_2 \text{ и } c_{u1} = c_1 \cos \alpha_1. \quad (2.15)$$

С учетом (2.15) момент ( $\text{Н}\cdot\text{м}$ ) внешних сил, действующих на поток жидкости в рабочем колесе:

$$M = Q_V \rho (c_{u2} R_2 - c_{u1} R_1). \quad (2.16)$$

В теоретическом колесе вся подведенная к нему мощность (Вт) передается жидкости, следовательно, с учетом формулы (1.8)

$$N_T = M\omega = \rho g Q_V H_T, \quad (2.17)$$

где  $\omega$  – угловая скорость рабочего колеса,  $\text{с}^{-1}$ .

Подставив (2.16) в (2.17), получим

$$Q_V \rho (c_{u2} R_2 - c_{u1} R_1) \omega = \rho g Q_V H_T. \quad (2.18)$$

Преобразовав и выполнив сокращения, определим теоретический напор (м):

$$H_T = \frac{1}{g} (c_{u2} \omega R_2 - c_{u1} \omega R_1). \quad (2.19)$$

Так как произведение угловой скорости на радиус есть окружная скорость (м/с), т. е.

$$u_2 = \omega R_2 \quad \text{и} \quad u_1 = \omega R_1, \quad (2.20)$$

то теоретический напор (м) для центробежной машины равен

$$H_T = \frac{1}{g} (c_{u2} u_2 - c_{u1} u_1). \quad (2.21)$$

Теоретический напор (м) для осевой машины с учетом равенства окружных скоростей на входе в рабочее колесо и на выходе, т. е.  $u_1 = u_2 = u$ , определится как

$$H_T = \frac{u}{g} (c_{u2} - c_{u1}). \quad (2.22)$$

Из треугольников скоростей (см. рис. 2.27) получим

$$\omega_1^2 = u_1^2 + c_1^2 - 2u_1 c_{u1} \quad \text{и} \quad \omega_2^2 = u_2^2 + c_2^2 - 2u_2 c_{u2}. \quad (2.23)$$

Выразив из этих уравнений значения  $u_1 c_{u1}$  и  $u_2 c_{u2}$ , подставив их в уравнение (2.21), найдем

$$H_T = \frac{1}{2g} \left[ (u_2^2 - u_1^2) + (\omega_1^2 - \omega_2^2) + (c_2^2 - c_1^2) \right]. \quad (2.24)$$

Полученное выражение представляет собой другой вид уравнения Л. Эйлера, которое позволяет найти соотношение между потенциальной и кинетическими энергиями, полученными потоком жидкости в рабочем колесе, т. е. соотношение между теоретически статическим и динамическим напорами. Первые два члена уравнения (2.24) выражают приращение потенциальной энергии  $\left( \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} \right)$  – приращение статического напора в колесе турбомашин

соответственно в результате действия на частицы потока центробежных сил и  $\frac{\omega_1^2 - \omega_2^2}{2g}$  – приращение статического напора из-за влияния диффузорного эффекта), третий – приращение кинетической энергии жидкости при прохождении через колесо ( $\frac{c_2^2 - c_1^2}{2g}$  – приращение скоростного напора) [12, 26].

Из уравнения (2.24) следует, что в центробежной машине, для которой  $\omega_1 \approx \omega_2$ , статический напор создается в основном за счет удельной работы центробежных сил  $\frac{u_2^2 - u_1^2}{2g}$ , в шахтной осевой машине, для которой на каждом данном радиусе  $u_1 = u_2 = u$  и  $\omega_1 > \omega_2$ , статический напор создается в результате диффузорного эффекта в решетке колеса [26].

Идеализация процессов, происходящих в турбомашине, не позволяет использовать уравнение Л. Эйлера для количественных расчетов, а дает только качественную картину [12]. Если определить напор экспериментально, то его значение окажется меньше теоретического. Одной из главных причин возникновения этой разницы является наличие относительного вихревого движения, возникающего в каналах рабочего колеса.

## 2.5. ЭЛЕМЕНТЫ ВИХРЕВОЙ ТЕОРИИ

Относительное движение в межлопастных каналах [12] центробежной турбомшины можно представить как сумму трех движений жидкости: в неподвижной решетке (канал I), вихревого движения внутри межлопастных каналов (канал II), обусловленного вращением решетки, и циркуляционного движения жидкости вокруг лопастей (канал III). Эпюры скоростей  $\omega_{cp}$  течения жидкости относительно неподвижной решетки показаны на рис. 2.28 (канал I). Если пренебречь влиянием сил трения жидкости о поверхности каналов, скорости струек жидкости по ширине каналов одинаковы и уменьшаются к периферии колеса из-за увеличения сечения каналов. Эпюра скорости  $\omega_v$  вихревого движения показана на рис. 2.28 (канал II). Это движение возникает при вращении колеса в резуль-

тате заполнения каналов на входе и выходе жидкостью. Появляется

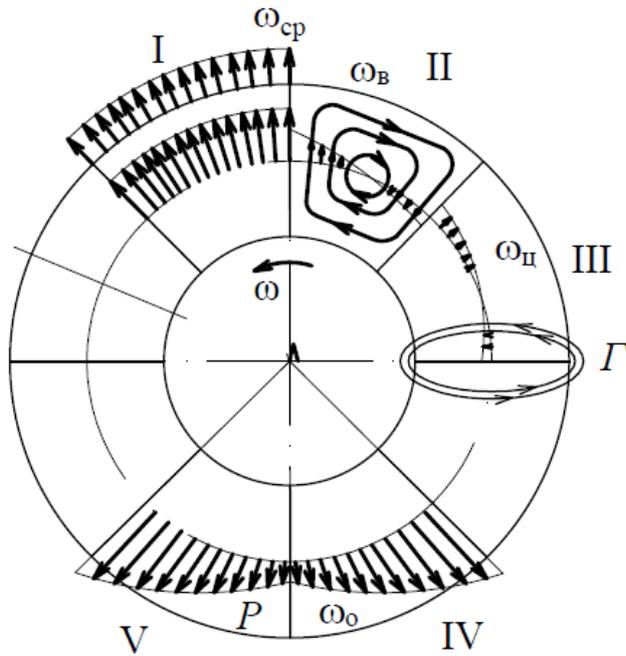


Рис. 2.28. Относительные движения и распределение давления в межлопастных каналах центробежного колеса

вращательное движение жидкости в межлопастных каналах в направлении, противоположном перемещению колеса, со скоростью, приблизительно равной угловой скорости  $\omega$  колеса [20]. Третье циркуляционное движение (канал III) обусловлено действием лопасти на поток жидкости. Его скорость  $\omega_{ц}$  зависит от профиля кривизны лопаток [12].

Суммирование эюр трех скоростей дает эюру относительной скорости  $\omega_o$  (канал IV), из которой видно,

что скорость уменьшается от тыльной стороны лопатки к рабочей, а давление (канал V), наоборот, от рабочей к тыльной стороне лопатки. Разность давлений на тыльной и рабочей сторонах лопатки – необходимое условие передачи механической энергии рабочим колесом потоку жидкости. В осевой турбомашине отсутствует вихревое движение внутри межлопастных каналов и движение потока в решетке профилей складывается из двух движений жидкости (рис. 2.29): в неподвижной решетке (канал I) и циркуляционного вокруг лопастей (канал II). Суммирование эюр двух скоростей ( $\omega_{ср}$  и  $\omega_{в}$ ) дает эюру относительной скорости  $\omega_o$  (канал III). Распределение давления показано в канале IV.

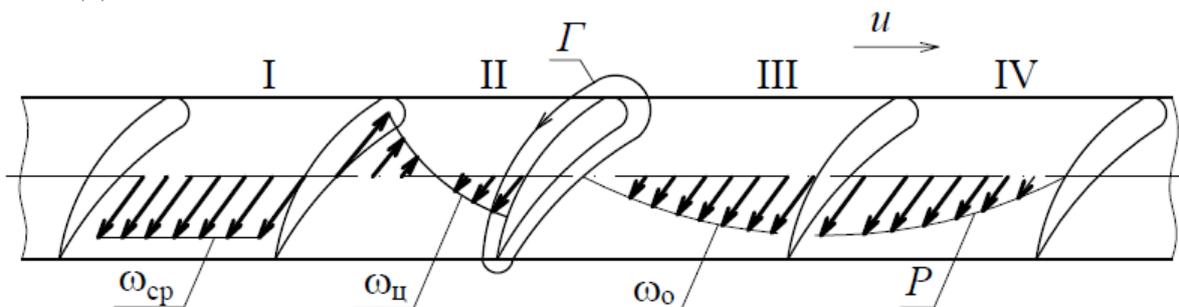


Рис. 2.29. Относительные движения и распределение давления в межлопастных каналах осевого колеса

Циркуляционное движение жидкости вокруг лопаток определяет взаимодействие решеток лопастей с потоком, и без него невозможна работа турбомашин [12]. Количественная оценка вихревого движения осуществляется циркуляцией скорости  $\Gamma$  (см. рис. 2.28 и рис. 2.29).

### 2.5.1. Циркуляция потока вокруг лопастей

Циркуляция скорости является кинематической характеристикой вихревого движения частиц жидкости (вихря) вокруг некоторой мгновенной (подобно твердому телу) оси, неподвижной или перемещающейся, и представляет собой работу вектора линейной скорости по замкнутому контуру:

$$\Gamma = \oint c \cos \varphi ds, \quad (2.25)$$

где  $c$  – скорость потока в данной точке контура, м/с;  $ds$  – элемент длины контура, м;  $\varphi$  – угол между вектором скорости и элементом  $ds$  [26].

Рассмотрим циркуляцию потока вокруг лопаток центробежного колеса (рис. 2.30).

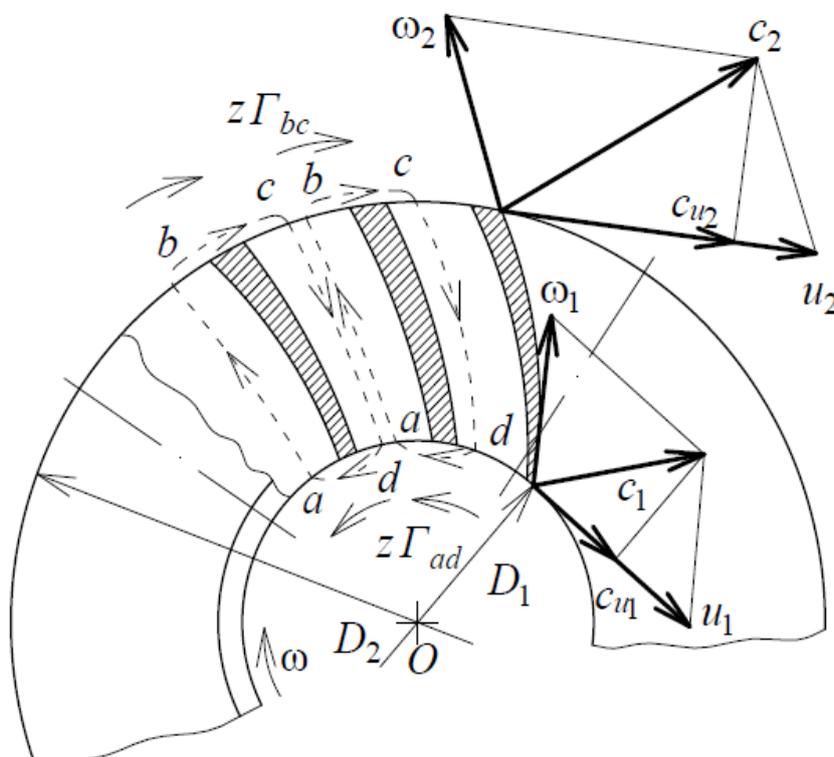


Рис. 2.30. Циркуляция вокруг лопаток центробежного колеса

Лопатки турбомашин представляют собой решетку крыло-видных профилей, обтекаемых потоком жидкости. Выделим в цен-

требужной решетке контуры  $abcd$ . Причем линии контуров  $ab$  и  $cd$  прямо противоположны по направлению, т. е.  $\Gamma_{ab} = -\Gamma_{cd}$ , поэтому общую циркуляцию можно записать

$$\Gamma = z(\Gamma_{bc} - \Gamma_{ad}), \quad (2.26)$$

где  $z\Gamma_{bc}$ ,  $z\Gamma_{ad}$  – соответственно внешняя и внутренняя циркуляции;  $z$  – количество лопаток.

$$\Gamma_{bc} = \int c_{u2} \cos 90^\circ ds = c_{u2} \frac{\pi D_2}{z}; \quad \Gamma_{ad} = \int c_{u1} \cos 90^\circ ds = c_{u1} \frac{\pi D_1}{z}. \quad (2.27)$$

Подставив (2.27) в (2.26), получим

$$\Gamma = \pi(D_2 c_{u2} - D_1 c_{u1}) = 2\pi(R_2 c_{u2} - R_1 c_{u1}). \quad (2.28)$$

Из формулы (2.19), подставив найденное выражение  $R_2 c_{u2} - R_1 c_{u1} = \frac{gH_T}{\omega}$  в (2.28), получим выражение для определения теоретического напора для центробежного колеса через циркуляцию в виде

$$H_T = \frac{\Gamma \omega}{2\pi g}. \quad (2.29)$$

Для осевой машины общая циркуляция (рис. 2.31) определяется по формуле (2.26), где циркуляция по линиям  $bc$  и  $ad$  при наличии скорости закручивания на входе:

$$\Gamma_{bc} = (u - c_{u1}) \frac{2\pi R}{z} \quad \text{и} \quad \Gamma_{ad} = (u - c_{u2}) \frac{2\pi R}{z}. \quad (2.30)$$

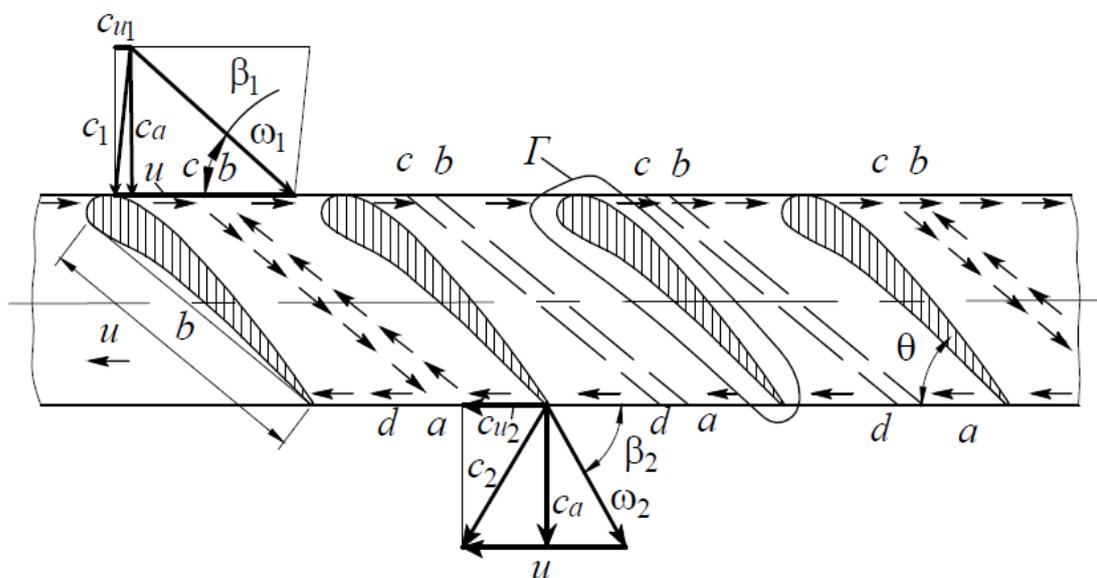


Рис. 2.31. Циркуляция вокруг лопастей осевого колеса

Подставив (2.30) в (2.26), получим

$$\Gamma = 2\pi R(c_{u_2} - c_{u_1}). \quad (2.31)$$

Из формулы (2.22) с учетом  $u = \omega R$ , подставив найденное выражение  $c_{u_2} - c_{u_1} = \frac{gH_T}{\omega R}$  в (2.31), получим выражение для определения теоретического напора для осевого колеса через циркуляцию

$$H_T = \frac{\Gamma \omega}{2\pi g}. \quad (2.32)$$

Следовательно, теоретический напор центробежной и осевой машины не зависит от рода жидкости, а определяется циркуляцией вокруг лопаток (лопастей), их числом и частотой вращения рабочего колеса.

## 2.6. ОСНОВНОЕ УРАВНЕНИЕ ТУРБОМАШИНЫ

В качестве основного уравнения турбомашины принимается зависимость между ее напором и подачей:

$$H_T = f(Q). \quad (2.33)$$

Основное уравнение центробежной турбомашины можно выразить, используя формулы для определения теоретических напора (2.21) и производительности (2.6), а для осевой – соответственно формулы (2.22) и (2.8), приняв для упрощения, что скорость закручивания  $c_{u_1}$  потока на входе в рабочее колесо равна нулю.

Используя формулу (2.9), найдем скорость (м/с) закручивания потока на выходе из рабочего колеса центробежной машины:

$$c_{u_2} = u_2 - \frac{c_{r_2}}{\operatorname{tg}\beta_2}. \quad (2.34)$$

Подставив (2.34) в (2.21) и выразив радиальную скорость из формулы (2.6), найдем

$$H_T = \frac{1}{g} \left[ u_2 \left( u_2 - \frac{c_{r_2}}{\operatorname{tg}\beta_2} \right) \right] = \frac{1}{g} \left[ u_2^2 - u_2 \frac{Q \operatorname{ctg}\beta_2}{\pi D_2 b_2} \right]. \quad (2.35)$$

Выразив окружную скорость на выходе из рабочего колеса через диаметр и частоту вращения [см. формулу (2.4)], получим

$$H_T = \frac{(\pi D_2 n)^2}{60^2 g} - \frac{\pi D_2 n}{60 g} \frac{Q \operatorname{ctg}\beta_2}{\pi D_2 b_2}. \quad (2.36)$$

Для центробежной машины с заданными геометрическими размерами и при постоянной частоте вращения

$$H_T = H_0 - kQctg\beta_2, \quad (2.37)$$

где  $H_0 = \frac{(\pi D_2 n)^2}{60^2 g}$  – напор при нулевой производительности, м;

$k = \frac{\pi D_2 n}{60 g} \frac{1}{\pi D_2 b_2}$  – коэффициент пропорциональности.

Аналогично находим скорость закручивания потока для осевой машины из формулы (2.10):

$$c_{u2} = 2 \left( u - \frac{c_a}{tg\beta_2} \right), \quad (2.38)$$

а из формулы (2.8) для определения теоретической производительности находим осевую скорость:

$$c_a = \frac{Q}{\frac{\pi}{4}(D_2^2 - D_B^2)}. \quad (2.39)$$

Подставив (2.38) и (2.39) в формулу теоретического напора (2.22), находим

$$H_T = \frac{u}{g} c_{u2} = \frac{2u}{g} \left( u - \frac{c_a}{tg\beta_2} \right) = \frac{2u^2}{g} - \frac{8uQctg\beta_2}{\pi g(D_2^2 - D_B^2)}. \quad (2.40)$$

Для осевой машины с заданными геометрическими размерами и при постоянной частоте вращения с учетом (2.4)

$$H_T = H_0 - kQctg\beta_2, \quad (2.41)$$

где  $H_0 = \frac{2(\pi D_2 n)^2}{60^2 g}$  – напор при нулевой производительности, м;

$k = \frac{\pi D_2 n}{60} \frac{8}{\pi g(D_2^2 - D_B^2)}$  – коэффициент пропорциональности.

## 2.7. ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ И ДЕЙСТВИТЕЛЬНАЯ ИНДИВИДУАЛЬНАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ТУРБОМАШИНЫ

### 2.7.1. Теоретическая характеристика турбомашин

Теоретическая характеристика турбомашин описывается уравнением [формулы (2.37) и (2.41)]  $H_T = H_0 - kQctg\beta_2$ . Из урав-

нения следует, что при постоянной частоте вращения колеса характеристика  $H_T = f(Q)$  линейна.

Теоретический напор центробежной машины существенно зависит от выходного угла  $\beta_2$  лопаток (рис. 2.32) [12].

Для рабочих колес с лопатками, загнутыми назад ( $\beta_2 < 90^\circ$ ),  $\text{ctg}\beta_2$ , входящий во второй член уравнения (2.37), будет положительным, поэтому теоретический напор при увеличении подачи  $Q$  снижается (см. рис. 2.32, *з*). Для рабочих колес с лопатками, загнутыми вперед ( $\beta_2 > 90^\circ$ ),  $\text{ctg}\beta_2$  отрицательный, поэтому теоретический напор при увеличении подачи  $Q$  увеличивается. Для колес с радиальными лопатками ( $\beta_2 = 90^\circ$ )  $\text{ctg}\beta_2 = 0$  и второй член уравнения также равен нулю, поэтому напор остается постоянным.

У осевых турбомашин всегда  $\beta_2 < 90^\circ$ , поэтому их теоретическая характеристика  $H_T = f(Q)$  имеет такой же вид, как у центробежных машин с лопатками, загнутыми назад.

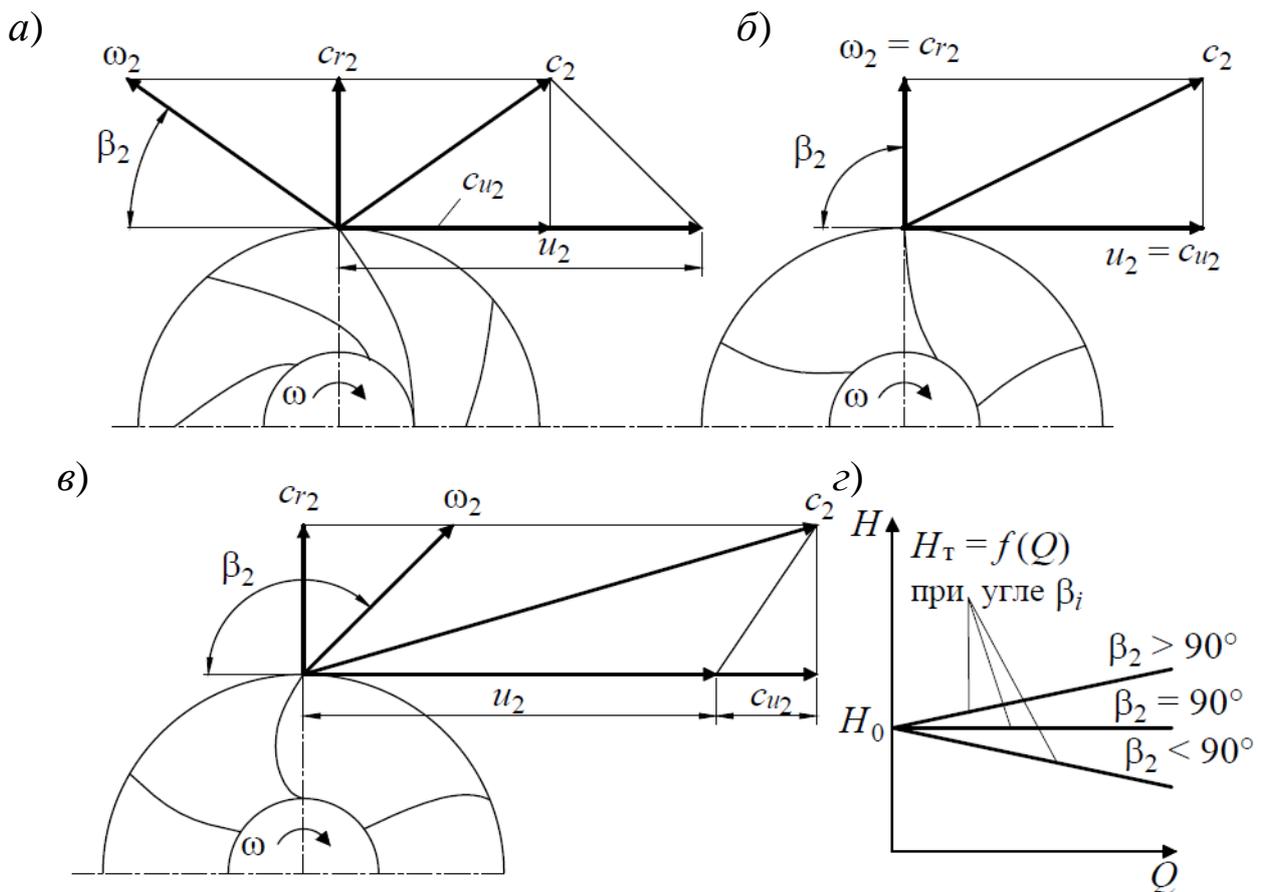


Рис. 2.32. План скоростей частиц на выходе из центробежного колеса при лопатках: *а* – загнутых назад; *б* – радиальных; *в* – загнутых вперед; *з* – теоретическая характеристика

Соотношение скоростного и статического напоров в рабочих колесах с лопатками, загнутыми вперед, назад, и с радиальными лопатками получается неодинаковым [26]. Полезным является статический напор, так как за счет него выполняется полезная работа, преодолеваются сопротивления во внешней сети. Скоростной напор может быть использован лишь при условии предварительного преобразования его в статический. Для этого нужны специальные преобразователи – диффузоры, наличие которых ведет к увеличению размеров и массы машин. Преобразование скоростного напора в статический сопровождается потерями энергии.

Величина напора в основном определяется окружной скоростью  $u_2$  и скоростью закручивания  $\bar{c}_{u_2}$  [см. уравнение (2.21)]. Скорость  $u_2$  не связана с конструкцией колеса, и потому при изучении влияния конструктивного фактора она должна быть постоянной.

Отношение  $\bar{c}_{u_2}$  к  $u_2$  есть относительная скорость (м/с) закручивания частиц потока жидкости на выходе из рабочего колеса [13]:

$$\frac{c_{u_2}}{u_2} = \bar{c}_{u_2}. \quad (2.42)$$

Определим приращения полного, статического и скоростного напоров в функции  $\bar{c}_{u_2}$ .

Из уравнения (2.21) и (2.42) получим приращение полного напора (м), выраженное через относительную скорость закручивания:

$$H_T = \frac{u_2 c_{u_2}}{g} = \frac{u_2}{g} u_2 \frac{c_{u_2}}{u_2} = \frac{u_2^2}{g} \bar{c}_{u_2}. \quad (2.43)$$

Приращение скоростного напора в функции  $\bar{c}_{u_2}$  с учетом  $c_{r_2} \approx c_{r_1}$  и  $c_{u_1} = 0$  определится как

$$H_{ск} = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} = \frac{c_{r_2}^2 + c_{u_2}^2 - c_{r_1}^2 + c_{u_1}^2}{2g} = \frac{c_{u_2}^2}{2g} = \frac{u_2^2}{g} \frac{\bar{c}_{u_2}^2}{2}. \quad (2.44)$$

Статический напор (м) можно рассматривать как разность полного и скоростного напоров:

$$H_{ст} = H_T - H_{ск} = \frac{u_2^2}{g} \bar{c}_{u_2} - \frac{u_2^2}{g} \frac{\bar{c}_{u_2}^2}{2} = \frac{u_2^2}{g} \bar{c}_{u_2} \left( 1 - \frac{\bar{c}_{u_2}}{2} \right). \quad (2.45)$$

В колесе с лопатками, загнутыми назад ( $\beta_2 < 90^\circ$ ), скорость  $c_{u2} < u_2$ , следовательно, относительная скорость закручивания  $\bar{c}_{u2} < 1$ ; в колесе с радиальными лопатками ( $\beta_2 = 90^\circ$ )  $c_{u2} = u_2$  и  $\bar{c}_{u2} = 1$ ; в колесе с лопатками, загнутыми вперед ( $\beta_2 > 90^\circ$ ), скорость  $c_{u2} > u_2$ , следовательно,  $\bar{c}_{u2} > 1$ .

Примем ряд значений величины  $\bar{c}_{u2}$ , например  $\bar{c}_{u2} = 0; 1; 2$ , и вычислим соответствующие значения полного, скоростного и статического напоров (табл. 2.2).

Таблица 2.2

Полный, скоростной и статический напоры в функции  $\bar{c}_{u2}$

$\bar{c}_{u2}$	$H_T = \frac{u_2^2}{g} \bar{c}_{u2}$	$H_{ск} = \frac{u_2^2}{g} \frac{\bar{c}_{u2}^2}{2}$	$H_{ст} = \frac{u_2^2}{g} \bar{c}_{u2} \left(1 - \frac{\bar{c}_{u2}}{2}\right)$
0	0	0	0
1	$\frac{u_2^2}{g}$	$0,5 \frac{u_2^2}{g}$	$0,5 \frac{u_2^2}{g}$
2	$2 \frac{u_2^2}{g}$	$2 \frac{u_2^2}{g}$	0

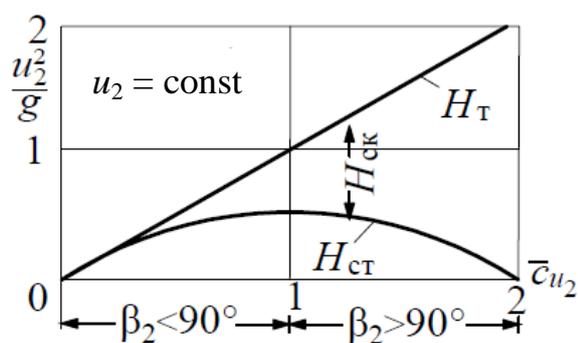


Рис. 2.33. График зависимости полного, скоростного и статического напоров турбомашин от конструкции колеса

По данным табл. 2.2 построены кривые полного и статического напоров (рис. 2.33) [26]. На графике областям колес с лопатками, загнутыми назад, соответствуют значения  $\bar{c}_{u2}$  меньше единицы, а с лопатками, загнутыми вперед, — больше единицы. Колесам с радиальными лопатками соответствует значение  $\bar{c}_{u2} = 1$ .

Используя график, можно сделать следующие выводы.

1. Колеса с лопатками, загнутыми назад, развивают относительно небольшие полные напоры, большую часть которых составляют статические напоры, а меньшую — скоростные.

2. Колеса с лопатками, загнутыми вперед, развивают относительно большие полные напоры, причем это достигается в результате увеличения скоростного напора. Величина же статического напора не превосходит величину последнего в колесах с лопатками, загнутыми назад.

3. Колеса с радиальными лопатками развивают полный напор, промежуточный по величине, причем он состоит из равных частей скоростного и статического напоров.

Колеса с лопатками, загнутыми назад, целесообразно применять в многоступенчатых машинах, где нет возможности за каждым колесом ставить преобразователи скоростного напора в статический, а также в машинах большой мощности, в которых необходимо обеспечить высокий КПД.

Колеса с лопатками, загнутыми вперед, используют в одноколесных машинах относительно небольшой мощности, где есть возможность применить хорошо развитые диффузоры, а величина КПД не имеет существенного значения. Свойство колес с лопатками, загнутыми вперед, создавать относительно большие полные напоры дает возможность для заданных рабочих параметров создать машину меньших размеров, следовательно, более дешевую и удобную для использования в качестве передвижной. Колеса с радиальными лопастями используют в промежуточных случаях.

В шахтных условиях в центробежных вентиляторах главного проветривания, в центробежных насосах применяются колеса с лопастями, загнутыми назад.

### **2.7.2. Действительная индивидуальная характеристика турбомашин**

Действительная индивидуальная характеристика турбомашин представляет собой зависимость между действительным напором (давлением) и действительной подачей (производительностью) турбомашин при известных размерах машины и определенной скорости вращения рабочего колеса [27]. Действительный напор (давление) меньше теоретического из-за потерь давления в турбомашине, зависящих:

- 1) от конечного числа лопаток колеса;
- 2) трения текучего о стенки и лопатки турбомашин;

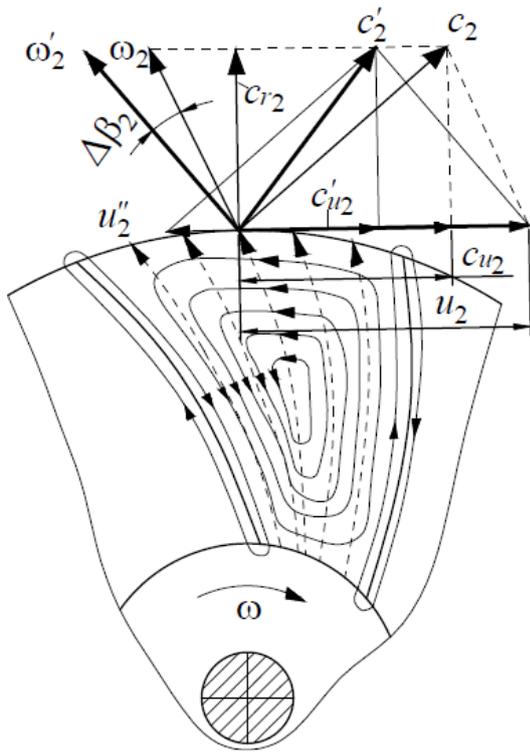


Рис. 2.34. К учету конечного числа лопаток в центробежном колесе

3) потери на удар от вихревых движений течения внутри машины.

*Влияние конечного числа лопаток.* Поток жидкости в каналах рабочего колеса с бесконечным числом лопаток существенно отличается от потока в реальном рабочем колесе с конечным числом лопаток [12]. Так, наличие циркуляционного движения в межлопаточном канале изменяет план скоростей на выходе из рабочего колеса. На рис. 2.34 показан план скоростей на выходе из рабочего колеса при бесконечном количестве лопаток ( $\bar{c}_2 = \bar{u}_2 + \bar{\omega}_2$ ). Если учесть составляющую скорости, обусловленную циркуляционным движением (вихрем) на выходе из рабочего колеса  $u_2''$ , и геометрически

сложить ее со скоростью  $c_2$ , то получим результирующую абсолютную скорость на выходе  $c'_2$ , соответствующую схеме с конечным числом лопаток [20]. Видно, что скорость закручивания уменьшилась до величины  $c'_{u_2}$ . При неизменной производительности радиальная составляющая  $c_{r_2}$  осталась неизменной. В результате поток отклонился в сторону, противоположную вращению, на угол  $\Delta\beta_2$ . В соответствии с формулой (2.21) теоретический напор при конечном числе лопаток при отсутствии закручивания потока на входе [26]

$$H'_T = \frac{1}{g} u_2 c'_{u_2}. \quad (2.46)$$

Если выражение (2.46) умножить и разделить на  $c_{u_2}$ , то получим

$$H'_T = \frac{1}{g} u_2 c'_{u_2} \frac{c_{u_2}}{c_{u_2}} = \frac{1}{g} u_2 c_{u_2} \frac{c'_{u_2}}{c_{u_2}} = H_T k_{ц}, \quad (2.47)$$

где  $k_{ц} = \frac{c'_{u2}}{c_{u2}}$  – коэффициент циркуляции.

Коэффициент циркуляции выражает меру уменьшения теоретического давления в колесе с конечным числом лопаток. Для колес с лопатками радиальными и загнутыми назад  $k_{ц} = 0,85 \div 0,86$ , для колес с лопатками загнутыми вперед  $k_{ц} = 0,78 \div 0,80$ .

*Влияние трения текучего о стенки и лопатки турбомашин.* Потери напора, обусловленные трением жидкости о движущиеся и неподвижные поверхности проточной части, считают как [12]

$$H_{тр} = k_{тр} Q^2, \quad (2.48)$$

где  $k_{тр}$  – коэффициент, зависящий от относительной шероховатости поверхностей, сечений каналов и других параметров.

Графически в координатах  $H-Q$  кривая 3 потерь напора на трение в турбомашине представляет параболу с вершиной в начале координат (рис. 2.35) [26].

*Влияние потерь на удары и вихреобразования.* Потери напора на удары при внезапных изменениях скорости и вихреобразовании

$$H_{ув} = k_{ув} (Q - Q_H)^2, \quad (2.49)$$

где  $k_{ув}$  – коэффициент, зависящий от параметров рабочего колеса (входного сечения, числа лопаток, их угла и т. д.);  $Q_H$  – теоретическая подача турбомашин, обеспечивающая безударный вход [22].

Из выражения (2.49) следует, что при номинальной производительности потери на удар равны нулю. Это связано с тем, что при этом жидкость входит в каналы в направлениях, касательных к профилю каналов. Кривая 5 (см. рис. 2.35) потерь на удар имеет вид параболы с вершиной в точке  $O$  подачи  $Q_H$  [26].

Кривая 2 (см. рис. 2.35) теоретического напора  $H'_T$  при конечном числе лопаток будет располагаться ниже характеристики 1 в связи с уменьшением теоретического напора при переходе к конечному числу лопаток [формула (2.47)].

Вычитая из кривой 2 теоретического напора  $H'_T$  ординаты кривой гидравлических потерь 3, определенной по зависимости (2.48), получим характеристику 4 насоса при конечном числе лопаток с учетом гидравлических потерь на трение.

Потери напора на удар и вихреобразование характеризуются выражением (2.49). Вычитая ординаты кривой 5 из ординат параболы 4, находим характеристику 6.

Вычитая из кривой 6 отрезки абсцисс, соответствующие объемным утечкам, получаем в результате расчетную индивидуальную характеристику турбомашины (кривая 7). Так как утечки в современных конструкциях центробежных насосов не превышают 5 %, смещение характеристики 7 по сравнению с кривой 6 незначительно [4].

Механическими потерями можно пренебречь [4].

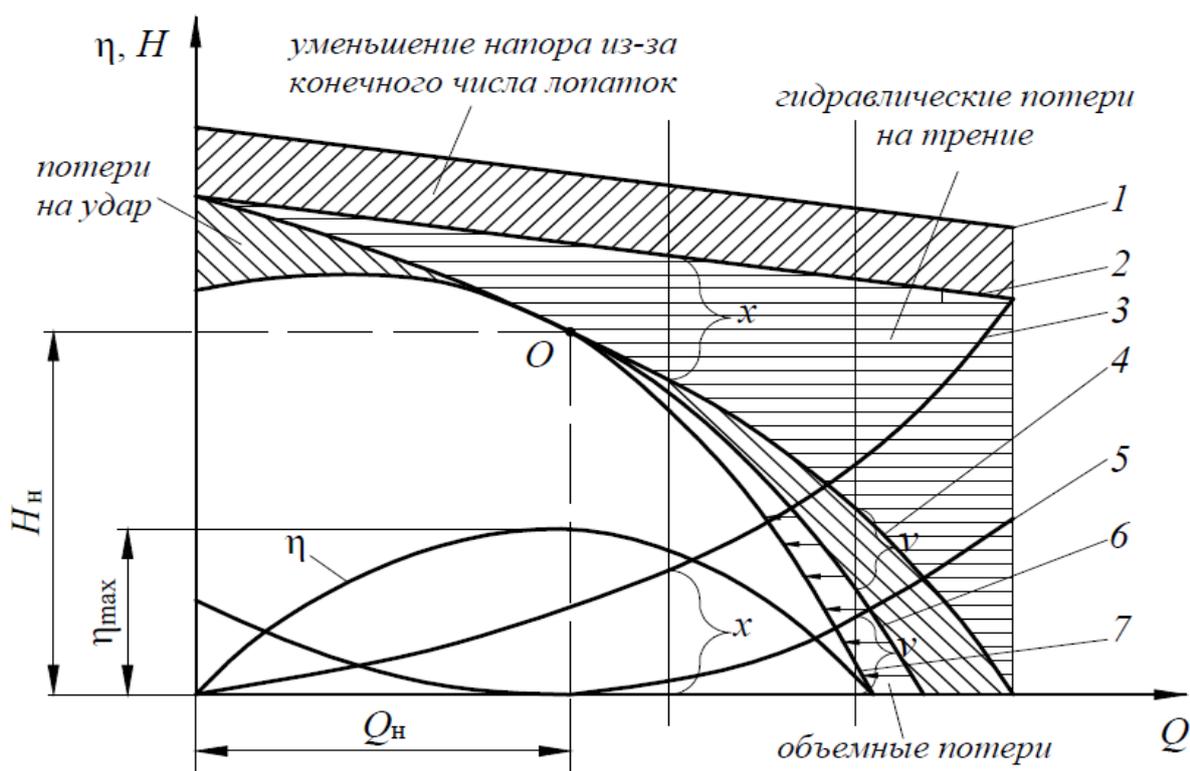


Рис. 2.35. Построение расчетной индивидуальной характеристики турбомашины

Характеристика называется индивидуальной, так как характеризует конкретную машину [12]. Метод отдельного определения потерь и последующего их отдельного вычитания является условным. Поэтому действительные значения напора и подачи отличаются от расчетных. Действительные индивидуальные характеристики турбомашины, которые с учетом зависимостей потребляемой мощности и КПД от подачи называют также эксплуатационными, обычно получают опытным путем.

Анализ действительных характеристик  $H_d = f(Q)$  шахтных центробежных турбомашин показывает наличие двух форм: без макси-

му (рис. 2.36, *а*) и с максимумом (рис. 2.36, *б*) [12]. Характеристики первой формы свойственны центробежным машинам с  $\beta_2 < 90^\circ$ , второй – машинам с  $\beta_2 > 90^\circ$ . Для осевых машин [20] с углом установки лопастей рабочего колеса более  $15 \div 20^\circ$  характерна седлообразная характеристика (рис. 2.36, *в*), менее  $15 \div 20^\circ$  – монотонно падающая (без максимума) (см. рис. 2.36, *а*).

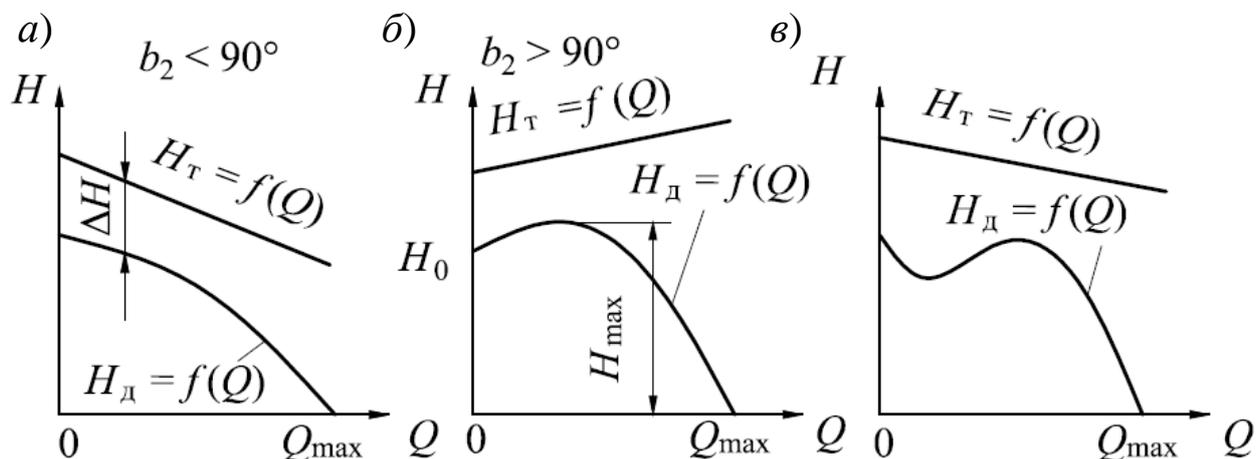


Рис. 2.36. Типичные формы действительных индивидуальных характеристик: *а* – без максимума; *б* – с максимумом; *в* – седлообразная (с впадиной)

## 2.8. ПОДОБИЕ ТУРБОМАШИН

Принципы подобия позволяют при проектировании новых турбомашин использовать опытные данные, полученные при исследовании аналогичных модельных машин со значительно меньшими параметрами. Модели строят, как правило, с соблюдением законов подобия.

Подобными называют турбомашины, в которых соблюдается подобие происходящих в них гидродинамических процессов [12]. Условием подобия этих процессов является соблюдение их геометрического, кинематического и динамического подобий, т. е. потоки жидкости будут подобны, если они будут ограничены геометрически подобными поверхностями и в сходственные моменты времени в сходственных точках их скорости и силы будут пропорциональны.

Геометрическое подобие заключается в равенстве углов и постоянстве отношений сходственных линейных размеров (рис. 2.37) элементов конструкции подобных машин (натурной и модельной), т. е. должны выполняться условия

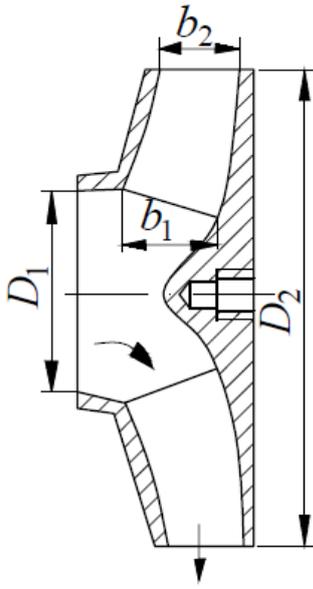


Рис. 2.37. Колесо центробежного насоса

$$\frac{D_{1H}}{D_{1M}} = \frac{D_{2H}}{D_{2M}} = \frac{b_{1H}}{b_{1M}} = \frac{b_{2H}}{b_{2M}} = \dots = k_{\Gamma};$$

$$\beta_{1H} = \beta_{1M} \text{ и } \beta_{2H} = \beta_{2M}, \quad (2.50)$$

где  $k_{\Gamma}$  – коэффициент геометрического подобия.

Кинематическое подобие предполагает постоянство отношений скоростей в потоках жидкости в сходственных точках геометрически подобных машин:

$$\frac{u_{1H}}{u_{1M}} = \frac{\omega_{1H}}{\omega_{1M}} = \frac{c_{1H}}{c_{1M}} = \frac{c_{u1H}}{c_{u1M}} =$$

$$(2.51)$$

$$= \frac{c_{r1H}}{c_{r1M}} = \frac{u_{2H}}{u_{2M}} = \frac{\omega_{2H}}{\omega_{2M}} = \dots = k_{\kappa},$$

где  $k_{\kappa}$  – коэффициент кинематического подобия.

Кинематическое подобие означает подобие треугольников скоростей в подобно расположенных точках потока (рис. 2.38).

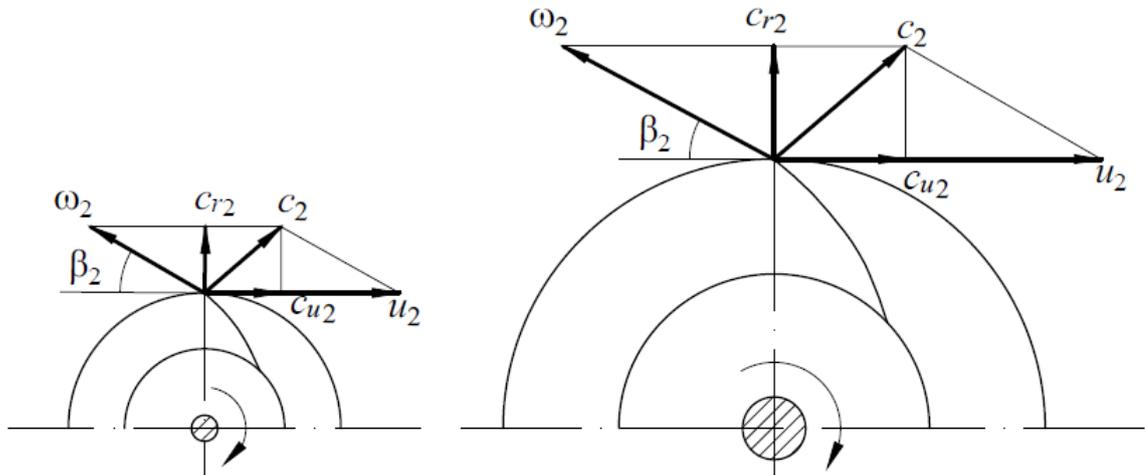


Рис. 2.38. Планы скоростей подобных машин

Динамическое (силовое) подобие требует постоянства отношений сил инерции, сил трения и тяжести в потоках жидкости.

Подобие потоков в машинах характеризуется равенством безразмерного критерия, вычисленного для сходственных точек:

$$Eu_H = Eu_M. \quad (2.52)$$

Применительно к центробежным насосам критерий подобия Л. Эйлера может быть определен следующим образом [5]:

$$Eu = \frac{P}{\rho c_r^2} = \frac{\rho g H}{\rho c_r^2} = \frac{g H}{c_r^2}. \quad (2.53)$$

Выразив скорость  $c_r$  через отношение подачи к площади выходного сечения потока жидкости [см. формулу (2.6)] с учетом гео-

метрического подобия  $\frac{b_{2H}}{b_{2M}} = \frac{D_{2H}}{D_{2M}}$ , получим

$$\frac{Eu_H}{Eu_M} = \frac{\frac{H_H D_{2H}^4}{Q_H^2}}{\frac{H_M D_{2M}^4}{Q_M^2}} = k_{\text{дин}}, \quad (2.54)$$

где  $k_{\text{дин}}$  – коэффициент силового подобия.

## 2.9. ЗАКОНЫ ПРОПОРЦИОНАЛЬНОСТИ

Принимаем, что геометрически подобные друг другу рабочие колеса одноптипных машин диаметрами  $D_{2H}$  и  $D_{2M}$  вращаются соответственно с частотой  $n_H$  и  $n_M$ , создавая при этом напоры  $H_H$  и  $H_M$  и обеспечивая подачи  $Q_H$  и  $Q_M$ . Для подобных треугольников скоростей (см. рис. 2.38) справедливо отношение

$$\frac{c_{r2H}}{c_{r2M}} = \frac{u_{2H}}{u_{2M}} = \frac{\frac{2\pi n_H D_{2H}}{60}}{\frac{2\pi n_M D_{2M}}{60}} = \frac{n_H}{n_M} \frac{D_{2H}}{D_{2M}}. \quad (2.55)$$

Выразив  $c_{r2}$  из уравнения (2.6) и подставив в (2.55), получаем

$$\frac{\frac{Q_H}{\pi b_{2H} D_{2H}}}{\frac{Q_M}{\pi b_{2M} D_{2M}}} = \frac{n_H}{n_M} \frac{D_{2H}}{D_{2M}}. \quad (2.56)$$

Преобразовав (2.56) с учетом равенства отношений  $\frac{b_{2H}}{b_{2M}} = \frac{D_{2H}}{D_{2M}}$ , записываем первый закон пропорциональности:

$$\frac{Q_H}{Q_M} = \frac{n_H}{n_M} \left( \frac{D_{2H}}{D_{2M}} \right)^3. \quad (2.57)$$

Уравнение (2.21) теоретического напора при условии отсутствия закручивания потока на входе в рабочее колесо принимает вид

$$H_T = \frac{c_{u2} u_2}{g}. \quad (2.58)$$

Тогда отношение напоров натурной и модельной машины с учетом кинематического подобия  $\frac{c_{u2H}}{c_{u2M}} = \frac{u_{2H}}{u_{2M}}$  выражается как

$$\frac{H_H}{H_M} = \frac{c_{u2H} u_{2H}}{c_{u2M} u_{2M}} = \left( \frac{u_{2H}}{u_{2M}} \right)^2. \quad (2.59)$$

Подставив в (2.59) отношение окружных скоростей из выражения (2.55), получим второй закон пропорциональности:

$$\frac{H_H}{H_M} = \left( \frac{n_H}{n_M} \right)^2 \left( \frac{D_{2H}}{D_{2M}} \right)^2. \quad (2.60)$$

Отношение полезных мощностей натурной и модельной турбомашин

$$\frac{N_H}{N_M} = \frac{\rho g Q_H H_H}{\rho g Q_M H_M}. \quad (2.61)$$

Подставив в (2.61) формулы (2.57) и (2.61) для определения отношений подач и напоров, получаем третий закон пропорциональности:

$$\frac{N_H}{N_M} = \left( \frac{n_H}{n_M} \right)^3 \left( \frac{D_{2H}}{D_{2M}} \right)^5. \quad (2.62)$$

Для одного рабочего колеса  $D_2 = \text{const}$  уравнения (2.57), (2.60) и (2.62) имеют вид

$$\frac{Q_H}{Q_M} = \frac{n_H}{n_M}; \quad \frac{H_H}{H_M} = \left( \frac{n_H}{n_M} \right)^2 \quad \text{и} \quad \frac{N_H}{N_M} = \left( \frac{n_H}{n_M} \right)^3. \quad (2.63)$$

Данные соотношения экспериментально получены акад. А. Ра-то и теоретически обоснованы в 1925 г. акад. А. П. Германом [12]. Эти законы пропорциональности формулируются: с изменением ча-

стоты вращения рабочего колеса турбомашин при постоянной характеристике внешней сети подача изменяется пропорционально первой степени, напор – пропорционально квадрату, а потребляемая мощность – пропорционально кубу частоты вращения:

$$Q_H = Q_M \frac{n_H}{n_M}; \quad H_H = H_M \left( \frac{n_H}{n_M} \right)^2 \quad \text{и} \quad N_H = N_M \left( \frac{n_H}{n_M} \right)^3. \quad (2.64)$$

Или, заменив отношение частот вращения отношением подач:

$$H_H = H_M \left( \frac{Q_H}{Q_M} \right)^2 \quad \text{и} \quad N_H = N_M \left( \frac{Q_H}{Q_M} \right)^3. \quad (2.65)$$

Уравнения (2.65) являются соответственно уравнениями квадратичной и кубической парабол, представляющих собой геометрическое место точек, координаты которых определяют подобные режимы турбомашин при изменении ее частоты вращения.

Однако законы пропорциональности несправедливы для турбомашин, работающих с геометрической высотой подачи, на что указал А. П. Герман [27]. Кроме того, при этих законах значение КПД принимается независимо от изменения режима неизменным, что неверно, так как при изменении режима работы изменяется КПД, следовательно, законы пропорциональности при больших изменениях частоты вращения несправедливы.

## 2.10. ПЕРЕСЧЕТ ИНДИВИДУАЛЬНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТУРБОМАШИНЫ НА НОВЫЕ ПАРАМЕТРЫ (ДИАМЕТР, ЧАСТОТУ, ПЛОТНОСТЬ)

Отдельные случаи законов подобия (2.57), (2.60) и (2.62), когда натурная и модельная турбомашин работают с одной и той же жидкостью, называемые законами пропорциональности, были рассмотрены выше. Законы подобия в общей форме при изменении плотности перемещаемой жидкости  $\rho$ , частоты вращения турбомашин  $n$  и внешнего диаметра рабочего колеса  $D_2$  и с учетом  $P = \rho g H$  имеют вид [26]

$$\frac{Q_H}{Q_M} = \frac{n_H}{n_M} \left( \frac{D_{2H}}{D_{2M}} \right)^3; \quad \frac{H_H}{H_M} = \left( \frac{n_H}{n_M} \right)^2 \left( \frac{D_{2H}}{D_{2M}} \right)^2;$$

$$\frac{P_H}{P_M} = \frac{\rho_H}{\rho_M} \left( \frac{n_H}{n_M} \right)^2 \left( \frac{D_{2H}}{D_{2M}} \right)^2; \quad \frac{N_H}{N_M} = \frac{\rho_H}{\rho_M} \left( \frac{n_H}{n_M} \right)^3 \left( \frac{D_{2H}}{D_{2M}} \right)^5. \quad (2.66)$$

На практике часто приходится решать вопрос о параметрах рабочего режима турбомашины, работающей в данной сети, при изменении скорости вращения, а также определять необходимую скорость вращения турбомашины для обеспечения заданного режима работы. При этом различают пересчет параметров для вентиляторов и насосов, т. е. работающих без и с геометрической высотой подачи.

Рассмотрим первый случай (рис. 2.39) [26].

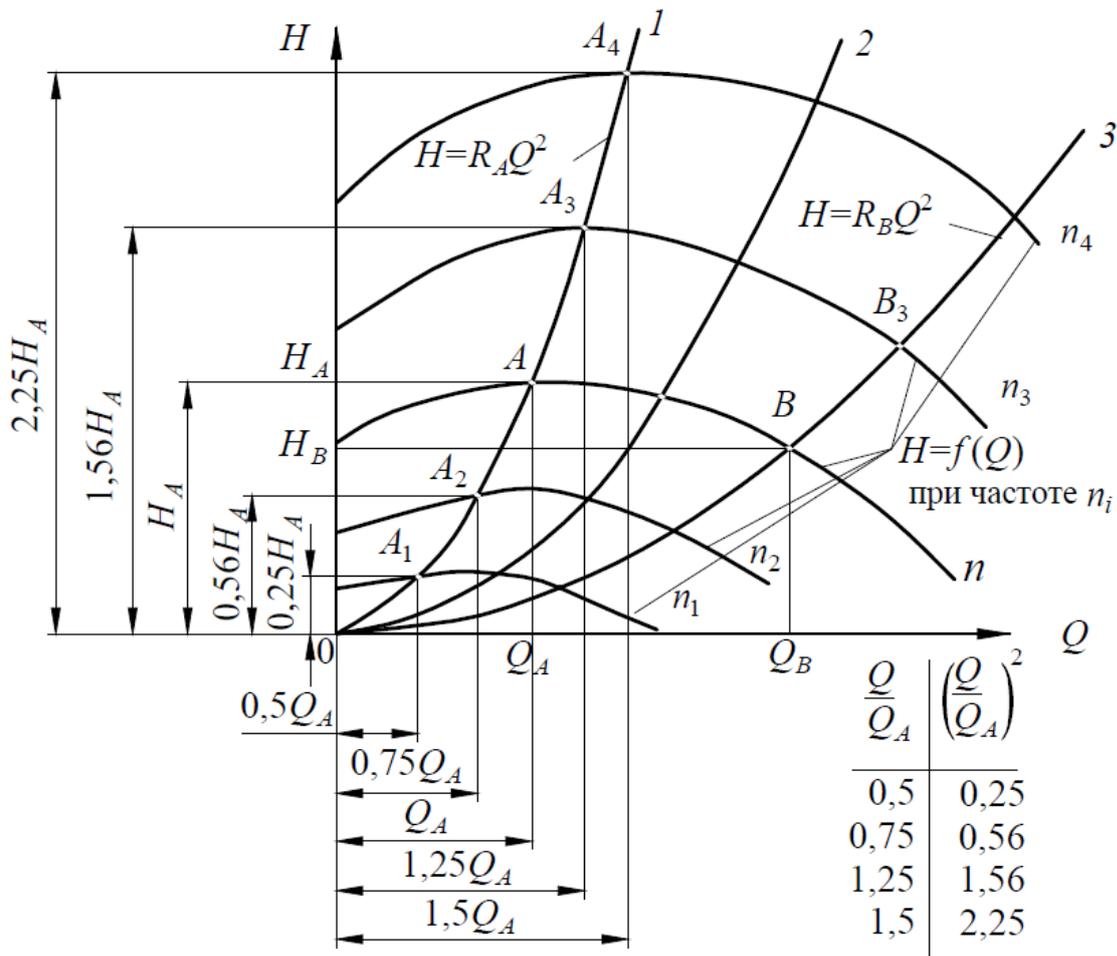


Рис. 2.39. Режимы работы турбомашины при разных скоростях ее вращения  $n$ , если характеристика внешней сети  $H_c = f(Q)$  проходит через начало координат

Пусть дана напорная характеристика турбомашины при скорости вращения  $n$  и на ней точка  $A$  с параметрами рабочего режима  $(Q_A; H_A)$ . При изменении скорости вращения до  $n_3$  подача и напор изменятся в соответствии с формулами (2.64):

$$\frac{Q}{Q_A} = \frac{n_i}{n} \quad \text{и} \quad \frac{H}{H_A} = \left( \frac{n_i}{n} \right)^2.$$

Решив эту систему уравнений относительно  $H$ , получим

$$\frac{H}{H_A} = \left( \frac{Q}{Q_A} \right)^2, \quad \text{следовательно,} \quad H = \frac{H_A}{Q_A^2} Q^2 = R_A Q^2.$$

Данное уравнение есть уравнение кривой 1 (см. рис. 2.39), вдоль которой при изменении скорости будут перемещаться точки кривых напора, подобные режиму точки  $A$ . В первом случае характеристика сети, уравнение которой  $H_c = RQ^2$ , и кривая пропорциональности (уравнение  $H = R_A Q^2$ ) являются квадратичными парабололами с вершинами в начале координат и, следовательно, совпадают. Точки  $A$  и  $A_3$ , координаты которых определяют собой рабочие режимы турбомашин при скоростях вращения  $n$  и  $n_3$ , одновременно находятся на кривой пропорциональности и на характеристике внешней сети. При другом режиме работы при скорости вращения  $n$ , например режиме, соответствующем точке  $B$  с параметрами  $(Q_B; H_B)$ , в результате аналогичных действий получим уравнение кривой 2:

$$H = \frac{H_B}{Q_B^2} Q^2 = R_B Q^2.$$

Поэтому определение параметров режима работы турбомашин при изменении скорости ее вращения или определение необходимой скорости вращения турбомашин для обеспечения заданного режима работы может быть произведено аналитическим путем с использованием уравнений (2.64).

Во втором случае характеристика сети, уравнение которой  $H_c = H_\Gamma + RQ^2$ , и кривая пропорциональности [см. первое уравнение (2.65)]  $H = R_B Q^2$  не совпадают, а поэтому определение нового рабочего режима при изменении скорости вращения турбомашин или необходимой скорости вращения для обеспечения заданного режима ее работы может быть произведено графоаналитическим путем [20]. Для этого необходимо построить кривые пропорциональности. Например, уравнение кривой пропорциональности, проходящей точку  $B$ , примет вид (рис. 2.40, а)

$$H = \frac{H_B}{Q_B^2} Q^2 = R_B Q^2,$$

где  $Q_B$ ,  $H_B$  – значение подачи и напора в точке  $B$ .

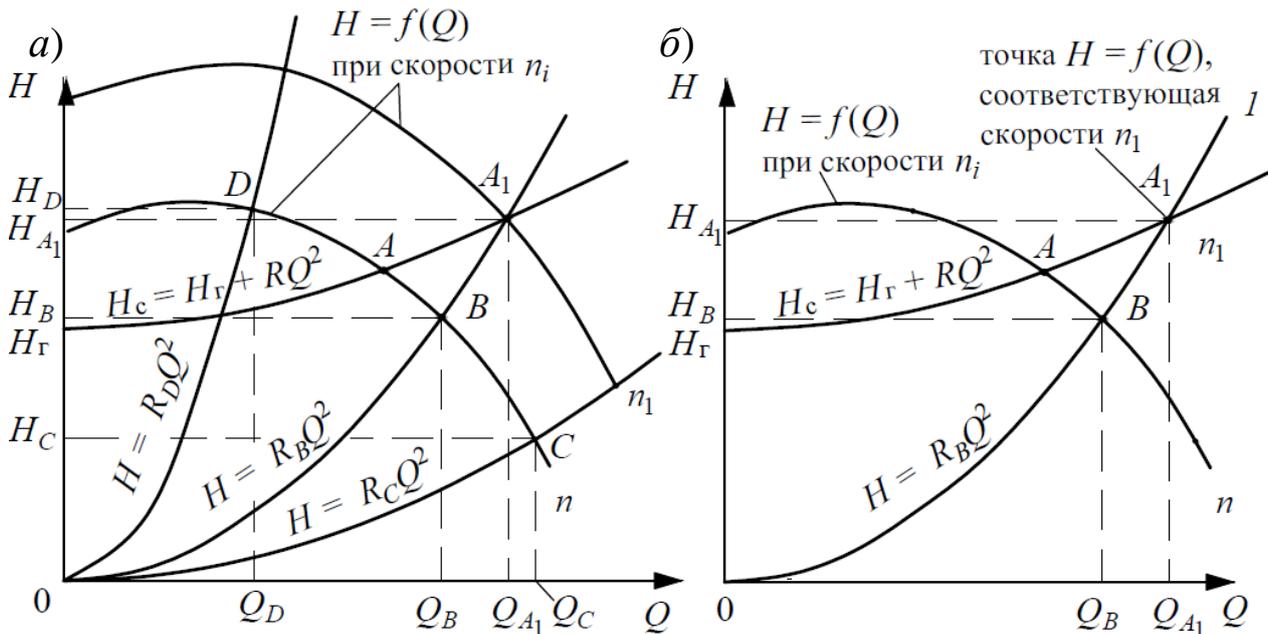


Рис. 2.40. Режимы работы турбомашин при разных скоростях ее вращения  $n$ , если характеристика внешней сети не проходит через начало координат:  
 а – построение новой характеристики турбомашин при изменении скорости вращения;  
 б – определение скорости вращения турбомашин для обеспечения заданного режима

Уравнение кривой пропорциональности, проходящей через точку  $C$ , определяется аналогично. Координаты точки  $A$  определяют режим работы турбомашин на данную сеть при скорости вращения ее  $n$ . Если скорость вращения турбомашин станет равной  $n_1$ , то для определения нового режима работы необходимо построить напорную характеристику турбомашин, соответствующую этой скорости вращения  $n_1$ . Для этого нужно использовать законы пропорциональности, выраженные двумя первыми соотношениями (2.63). Для кривой, проходящей через точку  $B$ , соотношения выражают как

$$Q = Q_B \frac{n_1}{n} \quad \text{и} \quad H = H_B \left( \frac{n_1}{n} \right)^2.$$

Координаты точки  $A_1$  ( $Q_{A_1}$ ;  $H_{A_1}$ ) определяют режим работы турбомашин на данную сеть при скорости вращения ее  $n_1$ . Можно решить также обратную задачу: определить скорость вращения турбомашин, необходимую для обеспечения заданного режима (рис. 2.40, б). Допустим, что первоначальная скорость вращения турбомашин  $n$ . Для определения скорости вращения турбомашин

$n_1$ , необходимой для обеспечения заданного режима ее работы с параметрами  $Q_{A_1}$  и  $H_{A_1}$ , следует через точку  $A_1$  провести кривую пропорциональности  $l$ . Координаты точек  $A_1$  и  $B$  определяют собой подобные режимы турбомашин, и поэтому, воспользовавшись первым уравнением из (2.63), можно получить искомую скорость вращения турбомашин  $n_1$ :

$$n_1 = n \frac{Q_{A_1}}{Q_B}.$$

Таким образом, при работе турбомашин на внешнюю сеть, характеристика которой проходит через начало координат, законы пропорциональности действительны не только для самой турбомашин, но и для всей турбоустановки в целом. В этом случае вышеуказанные задачи решаются аналитическим путем.

При работе турбомашин на внешнюю сеть, характеристика которой не проходит через начало координат, законы пропорциональности не могут быть применены для всей турбоустановки, и поэтому вышеуказанные задачи решаются только графоаналитическим путем.

При изменении размеров однотипных турбомашин, работающих с одинаковыми скоростями вращения ( $n = \text{const}$ ), в соответствии с выражениями [см. зависимости (2.66)]

$$\frac{Q}{Q_A} = \left( \frac{D_{2i}}{D_2} \right)^3 \quad \text{и} \quad \frac{H}{H_A} = \left( \frac{D_{2i}}{D_2} \right)^2$$

подобные точки кривых напора перемещаются по параболам (рис. 2.41, *a*) с показателем степени  $2/3$  [26].

Из первого равенства следует, что

$$\frac{D_{2i}}{D_2} = \left( \frac{Q}{Q_A} \right)^{\frac{1}{3}}.$$

Подставляя полученное выражение во второе равенство, получим уравнение кривой пропорциональности:

$$\frac{H}{H_A} = \left( \frac{Q}{Q_A} \right)^{\frac{2}{3}} \quad \text{или} \quad H = R_A Q^{\frac{2}{3}}, \quad \text{где} \quad R_A = \frac{H_A}{Q_A^{\frac{2}{3}}}.$$

Если две одинаковые турбомашины работают при одинаковых скоростях ( $D_2 = \text{const}$ ,  $n = \text{const}$ ), но с разными жидкостями, имеющими плотность  $\rho_i$ , между параметрами режимов их работы существуют соотношения [26]

$$Q = Q_A; \quad H = H_A; \quad \frac{P}{P_A} = \frac{\rho_i}{\rho}.$$

При изменении плотности жидкости подобные точки давления в соответствии с вышеприведенными соотношениями перемещаются по вертикали (рис. 2.41, б).

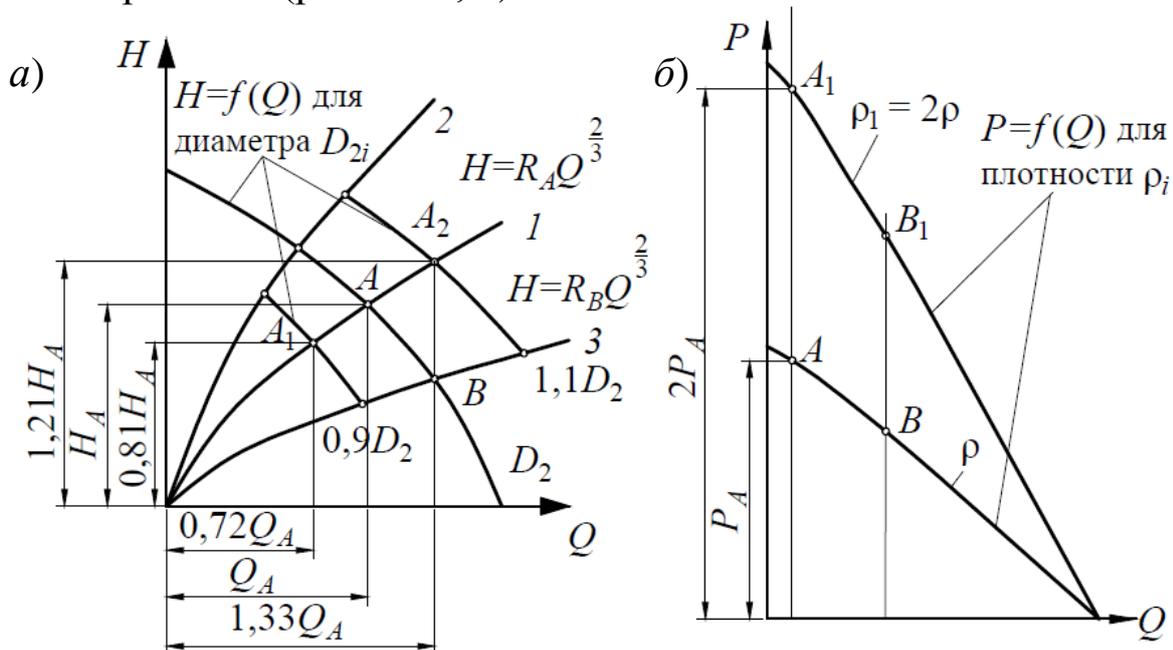


Рис. 2.41. Режимы работы: а – турбомашины при одинаковых скоростях ее вращения, но разных размерах рабочих колес; б – одинаковых турбомашин при одинаковых скоростях их вращения, но при работе с разными текучими плотностью  $\rho_i$

## 2.11. УНИВЕРСАЛЬНАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ТУРБОМАШИНЫ

Для построения универсальной характеристики турбомашины по осям прямоугольной системы откладывают основные параметры машины: подачу  $Q$  и напор  $H$  или подачу  $Q$  и мощность  $N_B$  на валу, КПД  $\eta$  представляют в виде изолиний, т. е. линий постоянного КПД [5]. Индивидуальная характеристика турбомашины при переменной частоте вращения  $n_i$  (рис. 2.42) задана кривыми  $N_B = f(Q)$ ,  $H = f(Q)$  и  $\eta = f(Q)$ . Рассмотрим построение универсальной характеристики  $N_B - Q - \eta$ .

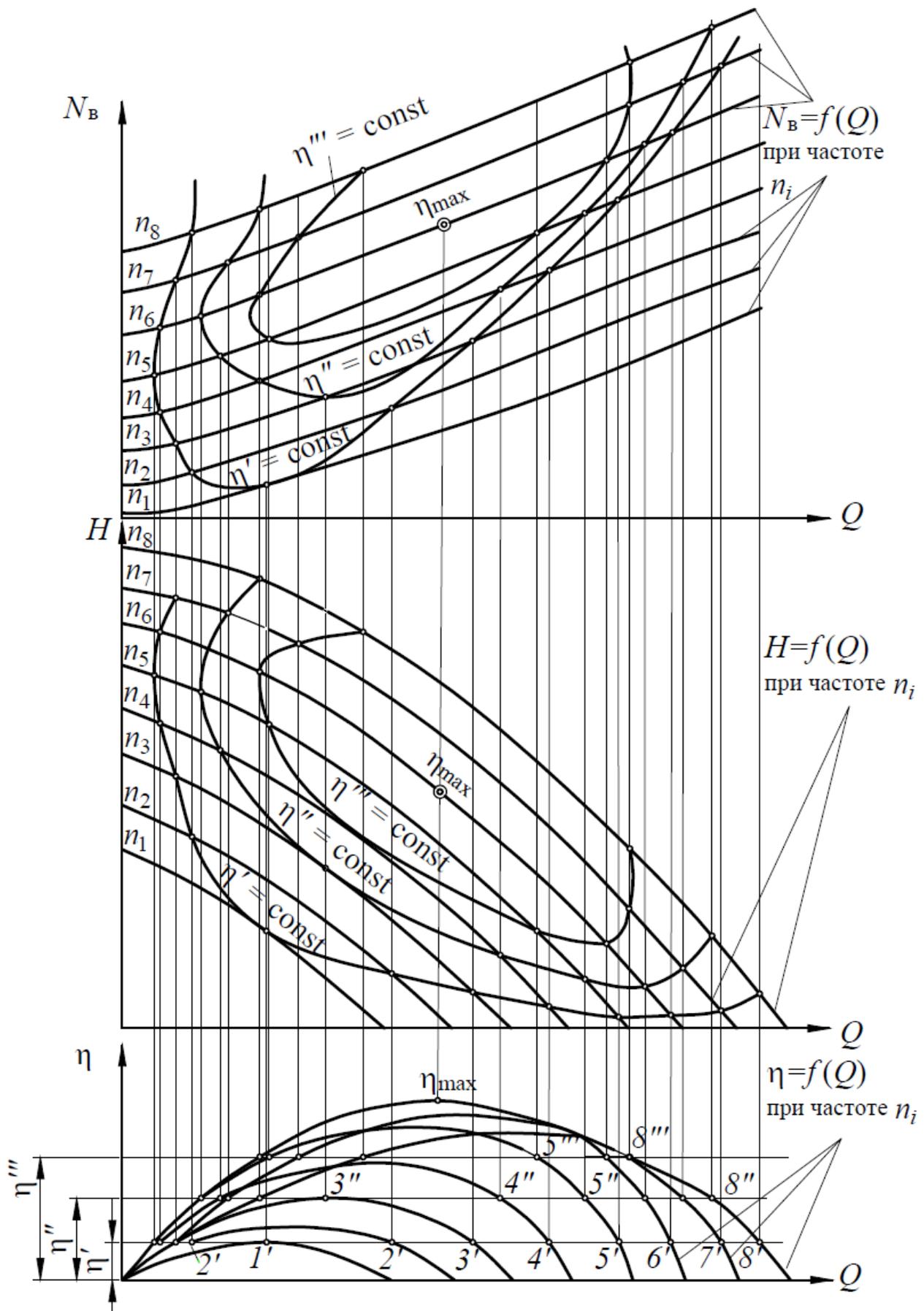


Рис. 2.42. Универсальная характеристика турбомашины

Проведя в системе координат  $\eta = f(Q)$  горизонтальную линию, соответствующую значению КПД  $\eta' = \text{const}$ , получаем точки пересечения  $1', 2', 3', \dots$  этой линии с характеристиками КПД при частоте вращения вала  $n_1, n_2, n_3 \dots$ . Далее проводим через точки  $1', 2', 3', \dots$  вертикальные линии до пересечения их соответственно с характеристиками  $N_{B_1}, N_{B_2}, N_{B_3}, \dots$ . Полученные точки пересечения будут определять значения подачи и мощности, при которых  $\eta = \eta'$ . Поэтому, соединяя точки пересечения указанных вертикальных линий с характеристиками мощности при разных частотах вращения вала плавной линией, получаем изолинию  $\eta' = \text{const}$ .

Подобным образом получаем изолинии  $\eta'' = \text{const}$ ,  $\eta''' = \text{const}$  и т. д. Максимальный КПД машины определяется точкой  $\eta_{\text{max}}$  как вершина универсальной характеристики, представляющей собой совокупность линий  $\eta = \text{const}$ , построенных в системе координат  $N_B = f(Q)$ .

Чем бóльшее число кривых  $H = f(Q)$ ,  $N_B = f(Q)$  и  $\eta = f(Q)$  использовано для построения универсальной характеристики, тем полнее последняя отражает рабочие свойства турбомашин. Аналогичным способом строится универсальная характеристика  $H-Q-\eta$ .

В соответствии с принципами подобия параболы  $H_1 = H \left( \frac{Q_1}{Q} \right)^2$ , являясь геометрическим местом подобных режимов работы турбомашин, должны быть также линиями постоянного КПД [9]. В действительности линии постоянного КПД отклоняются от параболы [20]. Доказано, что параболы подобия являются линиями постоянного гидравлического КПД турбомашин. Однако на малых и высоких частотах вращения турбомашин механический и объемный КПД на подобных режимах не остаются постоянными. Поэтому кривые изолиний КПД замкнуты внизу и при достаточном их продолжении вверху.

## 2.12. УДЕЛЬНАЯ ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ ТУРБОМАШИНЫ

Под удельной частотой вращения  $n_s$  турбомашин понимают частоту вращения воображаемой модельной турбомашин, которая обеспечивает определенные условные значения подачи (производи-

тельности)  $Q_s$  и напора  $H_s$  (давления  $P_s$ ) в оптимальном режиме (при максимальном КПД) [12].

В соответствии с уравнениями (2.57) и (2.60)

$$\frac{Q}{Q_s} = \frac{n}{n_s} \left( \frac{D_2}{D_{2s}} \right)^3; \quad \frac{H}{H_s} = \left( \frac{n}{n_s} \right)^2 \left( \frac{D_2}{D_{2s}} \right)^2.$$

Из соотношения напоров выразим соотношение диаметров

$$\frac{D_2}{D_{2s}} = \left( \frac{H}{H_s} \right)^{\frac{1}{2}} \frac{n_s}{n} \quad \text{и, подставив в первое соотношение, получим}$$

$$\frac{Q}{Q_s} = \frac{n}{n_s} \left( \frac{H}{H_s} \right)^{\frac{3}{2}} \left( \frac{n_s}{n} \right)^3 = \left( \frac{H}{H_s} \right)^{\frac{3}{2}} \left( \frac{n_s}{n} \right)^2, \quad \text{откуда } n_s = n \frac{H_s^{\frac{3}{4}} Q^{\frac{1}{2}}}{Q_s^{\frac{1}{3}} H^{\frac{3}{4}}} \quad \text{или}$$

$$n_s = c_1 n \frac{Q^{\frac{1}{3}}}{H^{\frac{1}{4}}} \quad (2.67), \quad \text{где обозначено } c_1 = \frac{H_s^{\frac{3}{4}}}{Q_s^{\frac{1}{3}}}.$$

В качестве модельной машины для насосов условно выбран насос, который при полезной мощности 0,736 кВт (1 л. с.) обеспечивал напор  $H_s = 1$  м при подаче  $Q_s = 0,075$  м<sup>3</sup>/с. При этих значениях  $c_1 = 3,65$ . Для вентиляторов давление  $P_s = 30$  даПа и производительность  $Q_s = 1$  м<sup>3</sup>/с. При этих значениях  $c_1 = 12,9$ .

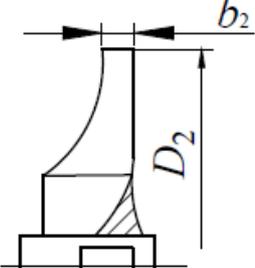
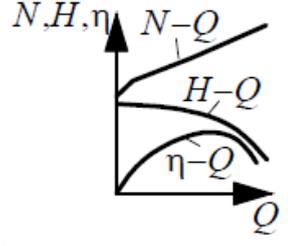
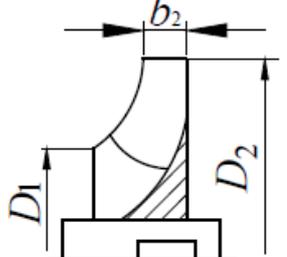
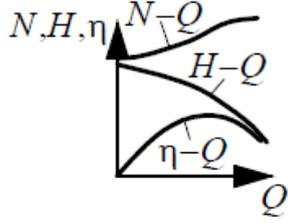
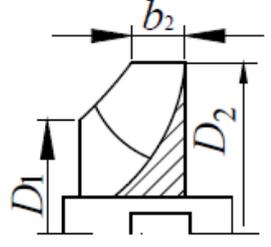
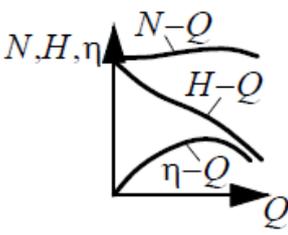
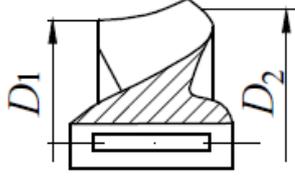
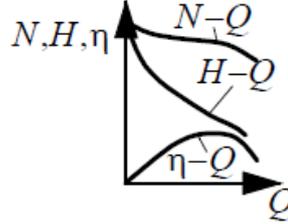
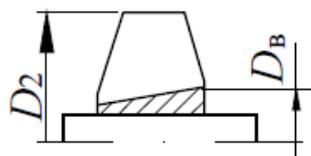
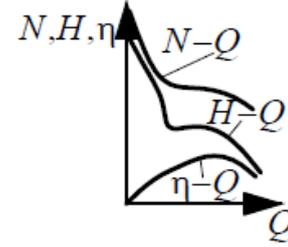
Из выражения (2.67) видно, что для увеличения быстроходности колеса необходимо при той же скорости вращения увеличить подачу, а напор – снизить. Из уравнения (2.60) следует, что для уменьшения напора при неизменной скорости вращения колеса необходимо уменьшить диаметр колеса. Увеличения подачи согласно (2.57) и (2.50) при уменьшении диаметра можно достичь увеличением ширины  $b_2$  колеса [26]. В связи с увеличением ширины  $b_2$  требуется увеличить диаметр  $D_1$  и ширину  $b_1$  на входе в колесо, чтобы обеспечить необходимую пропускную способность колеса.

В табл. 2.3 приведена классификация турбомашин в зависимости от удельной частоты вращения [5]. Лопатки тихоходных центробежных насосов являются цилиндрическими по всей длине профиля (одинарной кривизны) [1]. Лопатки нормальных и быстроходных центробежных насосов имеют двойную кривизну (подкручены) на участ-

ке входных кромок. Диагональные и осевые лопасти – двойной кривизны по всей длине профиля (винтовые или крученые).

Таблица 2.3

Классификация турбомашин  
в зависимости от удельной частоты вращения  $n_s$

Тип колеса	$n_s$	Рабочее колесо	Характеристика	$\frac{D_2}{D_1}$	Форма лопаток
Центробежные насосы					
Тихоходный	40–80			3,0	пространственная цилиндрическая
Нормальный	80–150			2,0	
Быстроходный	150–300			1,6	
Диагональный	300–600			1,2	
Осевые вентиляторы					
Осевой	600–1200			0,8	пространственная

Изменение удельной быстроходности насосов приводит к существенному изменению формы индивидуальных характеристик.

Характеристики  $H-Q$  центробежных насосов пологопадающие. Причем при переходе от тихоходных насосов к быстроходным крутизна этих характеристик в области номинальных режимов повышается. Напорные характеристики диагональных насосов имеют вогнутую относительно оси  $Q$  форму. Осевые вентиляторы обладают седлообразной характеристикой.

## 2.13. ВНЕШНИЕ СЕТИ ВОДООТЛИВНЫХ И ВЕНТИЛЯТОРНЫХ УСТАНОВОК. ХАРАКТЕРИСТИКА ВНЕШНЕЙ СЕТИ

Гидравлическая машина соединена с внешней сетью: насосы – с системой трубопроводов, вентилятор – с системой горных выработок [12].

В установившемся режиме работы гидравлической машины и сети всегда существует равенство  $H = H_c$ , где  $H$  и  $H_c$  – напоры, соответственно развиваемый машиной и необходимый для внешней сети.

Под характеристикой внешней сети понимают зависимость между напором (давлением) и количеством протекающей жидкости – расходом в сети.

### 2.13.1. Внешние сети водоотливных установок

Применим уравнение Д. Бернулли для установившегося потока реальной жидкости в установке, показанной на рис. 2.43 [20].

Для сечений I–I и II–II уравнение Д. Бернулли примет вид

$$\frac{P_{a1}}{\rho g} = H_{bc} + \frac{P_{bc}}{\rho g} + \frac{c_{bc}^2}{2g} + \Delta H_{bc}, \quad (2.68)$$

где  $P_{a1}$  – абсолютное давление на свободной поверхности жидкости в колодце, Па;  $H_{bc}$  – геометрическая высота всасывания, м;  $P_{bc}$  – давление на всасывающей стороне насоса (в сечении II–II), Па;  $c_{bc}$  – скорость движения частиц жидкости во всасывающем патрубке насоса (в сечении II–II), м/с;  $\Delta H_{bc}$  – потери напора во всасывающем трубопроводе, м.

Ввиду малого значения скорости скоростным напором в сечении I–I пренебрегаем.

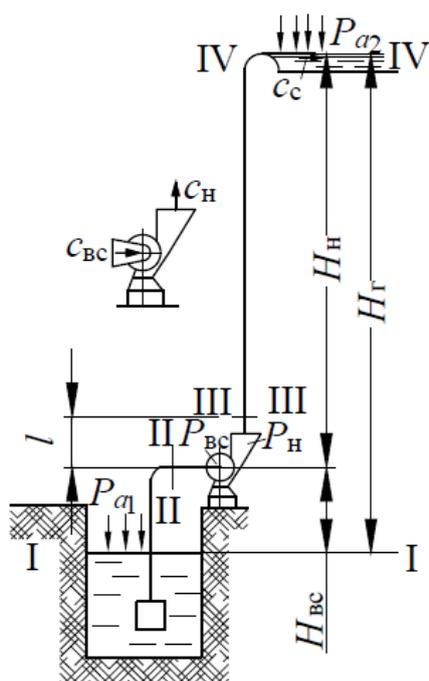


Рис. 2.43. Схема водоотливной установки

Для сечений III–III и IV–IV уравнение Д. Бернулли запишем как

$$\frac{P_H}{\rho g} + \frac{c_H^2}{2g} + l = H_H + \frac{P_{a2}}{\rho g} + \frac{c_c^2}{2g} + \Delta H_H, \quad (2.69)$$

где  $P_{a2}$  – абсолютное давление в сливном отверстии, Па;  $H_H$  – геометрическая высота нагнетания, м;  $P_H$  – давление в нагнетательной трубке насоса, Па;  $c_c$  – скорость движения частиц жидкости в сливном отверстии, м/с;  $c_H$  – скорость движения частиц жидкости в нагнетательной трубке насоса, м/с;  $\Delta H_H$  – потери напора в нагнетательном трубопроводе, м;  $l$  – превышение сечения III–III над осью насоса, м.

Совместив уравнения (2.68) и (2.69)

и преобразовав, получим

$$\begin{aligned} \frac{P_H - P_{BC}}{\rho g} + \frac{c_H^2 - c_{BC}^2}{2g} + l = H_{BC} + H_H + \\ + \frac{P_{a2} - P_{a1}}{\rho g} + \Delta H_{BC} + \Delta H_H + \frac{c_c^2}{2g}. \end{aligned} \quad (2.70)$$

Левая часть выражения (2.70) представляет собой напор, развиваемый машиной. Правая часть – характеристику сети.

Разность абсолютных давлений в сливном отверстии и колодце обычно называют статическим противодействием, так как имеет отрицательный знак ( $P_{a2} < P_{a1}$ ). Поскольку абсолютная величина этого противодействия невелика, им пренебрегают.

Геометрическая высота (м) находится как

$$H_{\Gamma} = H_{BC} + H_H. \quad (2.71)$$

Потери напора (м) во внешней сети, принимая на всем протяжении трубопровода одинаковый диаметр, складываются из потерь по длине трубопровода и местных потерь:

$$\Delta H = \Delta H_{BC} + \Delta H_H = \left( \lambda \frac{L}{d} + \sum \xi \right) \frac{c_c^2}{2g}, \quad (2.72)$$

где  $\lambda$  – коэффициент Дарси;  $L$  – длина трубопровода, м;  $d$  – диаметр трубопровода, м;  $\xi$  – коэффициент местных потерь.

Уравнение (2.70) можно записать следующим образом:

$$H_c = H_\Gamma + \left(\lambda \frac{L}{d} + \sum \xi\right) \frac{c_c^2}{2g} + \frac{c_c^2}{2g} = H_\Gamma + \left(\lambda \frac{L}{d} + \sum \xi + 1\right) \frac{c_c^2}{2g}. \quad (2.73)$$

Заменив скорость  $c_c$  через расход  $Q$  жидкости и площадь поперечного сечения  $F_c$  трубопровода, получим

$$H_c = H_\Gamma + \left(\lambda \frac{L}{d} + \sum \xi + 1\right) \frac{Q^2}{2gF_c^2}. \quad (2.74)$$

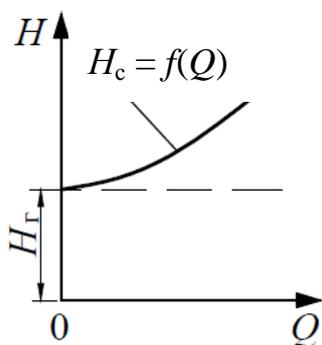


Рис. 2.44. Характеристика внешней сети

Обозначив постоянную трубопровода

$$R = \left(\lambda \frac{L}{d} + \sum \xi + 1\right) \frac{1}{2gF_c^2},$$

выразим характеристику сети как

$$H_c = H_\Gamma + RQ^2. \quad (2.75)$$

Постоянная  $R$  сети имеет размерность  $c^2/m^5$ .

Графическое изображение характеристики сети представлено на рис. 2.44.

### 2.13.2. Внешние сети вентиляторных установок

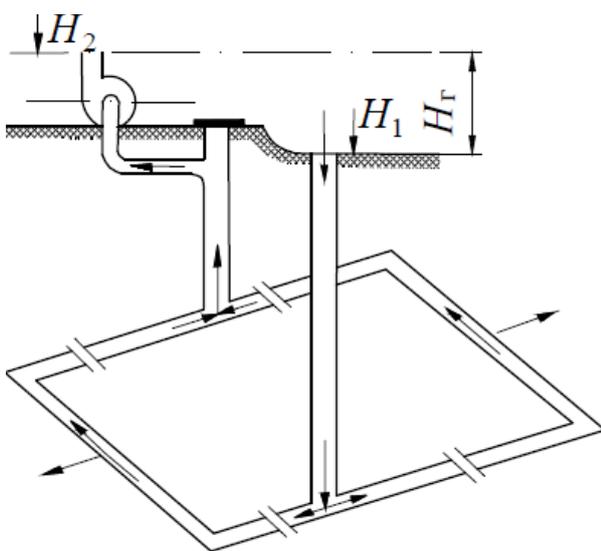


Рис. 2.45. Схема вентиляционной сети

Для шахтных вентиляторных установок (рис. 2.45) в общем случае (устья воздухоподающего и вентиляционного стволов имеют разные отметки) геометрическая высота и статическое противодавление во внешней сети равны нулю [20]:

$$H_\Gamma + \left(\frac{P_{a2}}{\rho g} - \frac{P_{a1}}{\rho g}\right) = H_\Gamma + (H_2 - H_1) = H_\Gamma + (-H_\Gamma) = 0,$$

так как согласно законам гидростатики  $H_1 = H_2 + H_\Gamma$ .

Естественной тягой пренебрегаем.

Уравнение характеристики внешней сети вентиляторной установки примет вид

$$H_c = \Delta H + \frac{c_c^2}{2g} = \left( \alpha \frac{L\Pi}{F} + \sum \xi \right) \frac{c_c^2}{2g} + \frac{c_c^2}{2g} = \left( \alpha \frac{L\Pi}{F} + \sum \xi + 1 \right) \frac{c_c^2}{2g}, \quad (2.76)$$

где  $L$  – длина участка вентиляционной сети, м;  $\Pi$  – периметр поперечного сечения участка вентиляционной сети, м;  $\alpha$  – коэффициент аэродинамического сопротивления участка вентиляционной сети;  $F$  – площадь поперечного сечения участка вентиляционной сети, м<sup>2</sup>.

Заменяя скорость  $c_c$  через расход  $Q$  воздуха и площадь поперечного сечения  $F$  вентиляционной сети, получим

$$H_c = \left( \alpha \frac{L\Pi}{F} + \sum \xi + 1 \right) \frac{Q^2}{2gF^2}. \quad (2.77)$$

Обозначив  $R' = \left( \alpha \frac{L\Pi}{F} + \sum \xi + 1 \right) \frac{1}{2gF^2}$ , вы-

разим характеристику (м) вентиляционной сети как

$$H_c = R'Q^2 \quad (2.78)$$

или в единицах давления (Па) (рис. 2.46):

$$P_c = \rho g H_c = R_B Q^2, \quad (2.79)$$

где  $R_B = \left( \alpha \frac{L\Pi}{F} + \sum \xi + 1 \right) \frac{\rho}{2F^2}$  – аэродина-

мическое сопротивление вентиляционной сети, Н·с<sup>2</sup>·м<sup>-8</sup> (кг/м<sup>7</sup>).

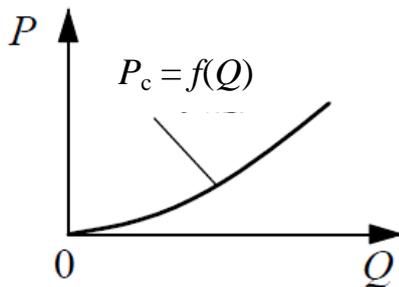


Рис. 2.46. Характеристика вентиляционной сети

## 2.14. РЕЖИМЫ РАБОТЫ ТУРБОМАШИНЫ НА ВНЕШНЮЮ СЕТЬ

Для определения параметров рабочего режима турбомашин, работающих на сеть, необходимо сопоставить характеристики внешней сети и индивидуальную турбомашин. В установившемся режиме работы расход жидкости через сеть должен быть равен подаче (производительности) машины и она должна развивать напор (давление), необходимый для преодоления сопротивлений сети [12]. Параметры рабочего режима определяют графическим путем, для чего в одинаковом масштабе в координатах  $H-Q$  (для насосов) и ко-

ординатах  $P-Q$  (для вентиляторов) строят индивидуальные характеристики  $H = f(Q)$  или  $P = f(Q)$  турбомашин и характеристики  $H_{c1} = f(Q)$  или  $P_{c1} = f(Q)$  внешней сети (рис. 2.47). Координаты в точке  $A_1$  их пересечения определяют параметры  $(H_1; Q_1)$  или  $(P_1; Q_1)$  рабочего режима турбомашин. При изменении характеристики внешней сети [например, при увеличении сопротивления сети – характеристика  $H_{c2} = f(Q)$  или  $P_{c2} = f(Q)$ ] характеристики пересекнутся в точке  $A_2$  и параметрами рабочего режима станут  $(H_2; Q_2)$  или  $(P_2; Q_2)$ .

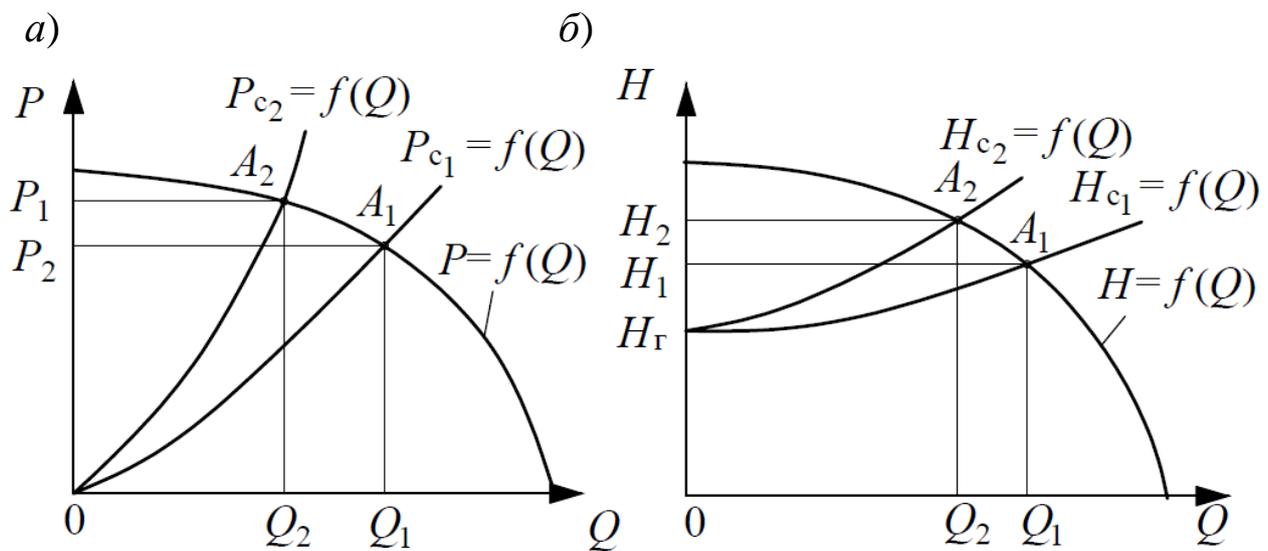


Рис. 2.47. Определение рабочего режима турбомашин:  
 а – вентилятора; б – насоса

Если характеристики не пересекаются ни в одной точке, то турбомашин не имеет рабочего режима. Такой случай возможен при работе центробежного насоса, максимальный напор которого меньше геометрической высоты подъема. При этом насос не сможет поднять воду на геометрическую высоту.

В случае если характеристика турбомашин имеет две и более точки пересечения с характеристикой сети, режим работы машин может быть неустойчивым.

## 2.15. УСЛОВИЯ УСТОЙЧИВОЙ РАБОТЫ ЦЕНТРОБЕЖНОЙ И ОСЕВОЙ ТУРБОМАШИНЫ НА ВНЕШНЮЮ СЕТЬ

Устойчивой работой турбомашин называется такая работа, при которой с устранением причин, вызвавших изменение рабочего режима, он автоматически восстанавливается [20].

На рис. 2.48 показан случай, когда характеристика трубопровода водоотливной установки пересекается с напорной характеристикой насоса в двух точках  $a$  и  $b$  [20]. При этом режим работы насоса в точке  $a$  будет устойчивым.

Допустим, неожиданно возникло увеличение сопротивления сети, а затем произошло мгновенное восстановление до прежнего уровня. Рост сопротивления вызовет увеличение напора, часть которого тратится на преодоление инерции жидкости во внешней сети. Ускорение потока жидкости приведет к возрастанию подачи и снижению напора до первоначального значения. Аналогичный процесс происходит и при кратковременном снижении сопротивления сети с последующим восстановлением до первоначального значения. Возникает торможение потока с восстановлением первоначальных подачи и напора.

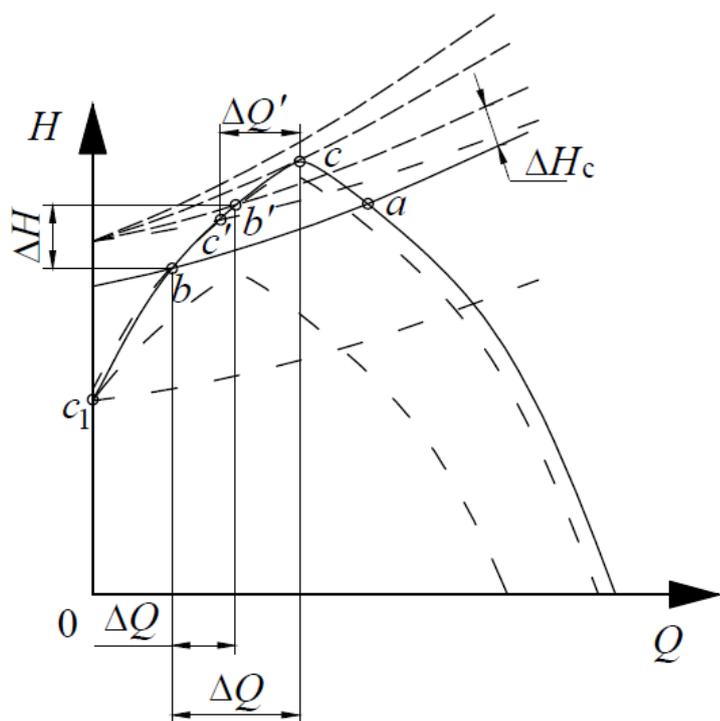


Рис. 2.48. Устойчивый и неустойчивый режим работы турбомашины на внешнюю сеть

нению (2.75) вызовет дальнейший рост сопротивления сети и т. д.

Так будет продолжаться до тех пор, пока режим работы не перейдет в точку  $c$ , соответствующую максимальному напору, который может развить турбомашина. В точке  $c$  подача будет больше, чем в точках  $b$  и  $b'$ , а это приведет к новому увеличению сопротив-

Режим работы насоса в точке  $b$  неустойчивый.

В случае неустойчивой работы малейшие возмущения в сети приводят к смещению режима в точку  $c$  [12].

Допустим, что малейшее возмущение привело к возрастанию сопротивления сети на  $\Delta H_c$ , тогда турбомашина должна увеличить соответственно напор на  $\Delta H$ , при этом рабочий режим переместится в точку  $b'$ . Однако повышение напора сопровождается увеличением подачи на  $\Delta Q$ , что согласно урав-

ления сети и необходимости дальнейшего повышения напора, который не может быть обеспечен насосом: насос начнет снижать частоту вращения и подачу. Уменьшение подачи приведет к снижению сопротивления сети на  $\Delta H'_c$ , а это в свою очередь – к снижению подачи на  $\Delta Q'$  и т. д. Процесс будет продолжаться до тех пор, пока режим работы не перейдет в точку  $c_1$ , в которой подача упадет до нуля ( $Q = 0$ ). При этом сработает обратный клапан сети, перекроет канал напорного трубопровода, чтобы жидкость не потекла в обратном направлении – через насос в водосборник. Насос остановится. По истечении некоторого времени сопротивление сети упадет и насос снова начнет разгоняться. Таким образом, в системе «турбомашина – сеть» при наличии неустойчивой ветви  $c-c_1$  характеристики возникают автоколебания – помпаж.

Помпаж – неустойчивая работа, сопровождающаяся резкими, толчкообразными периодическими изменениями давления и расхода, приводящими к гидравлическим ударам в сети. Помпаж вызывает повышение напряжения в элементах насоса, вибрацию рабочих колес и ротора и ускоряет выход установки из строя.

Для устойчивой работы турбомашин необходимо иметь однозначный режим, т. е. одну точку пересечения характеристик внешней сети и турбомашин. Для этого при проектировании шахтной водоотливной установки должно быть выполнено следующее условие [20]:

$$H_T \leq 0,9H_0, \quad (2.80)$$

где  $H_0$  – напор при нулевой подаче насоса.

Для обеспечения устойчивой работы шахтного осевого вентилятора при проектировании необходимо выполнение условия

$$\eta_{ст} \leq 0,9\eta_{стmax}, \quad (2.81)$$

где  $\eta_{ст}$  – статическое давление, создаваемое вентилятором;  $\eta_{стmax}$  – максимальное статическое давление, создаваемое вентилятором при рабочем режиме его на правой (нисходящей) ветви характеристики давления.

## КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Описать принцип действия центробежных турбомашин.
2. Какие турбомашин называют подобными?
3. Указать причины возникновения помпажа.

## ГЛАВА 3. ВОДООТЛИВНЫЕ УСТАНОВКИ

### 3.1. ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ НАСОСЫ

#### 3.1.1. Классификация центробежных насосов. Тенденция развития их устройства

Центробежные насосы классифицируют по ряду признаков [5].

1. По конструкции – на цельнокорпусные, секционные и спиральные (с горизонтальным разъемом корпуса).

В цельнокорпусных насосах (рис. 3.1) чугунная отливка спирального корпуса выполнена заодно с подводящим и напорным патрубками и крепится к кронштейну [21]. Кронштейн представляет собой чугунную отливку, передняя часть которой служит крышкой спирального корпуса, а задняя – станиной и корпусом подшипников с масляной ванной.

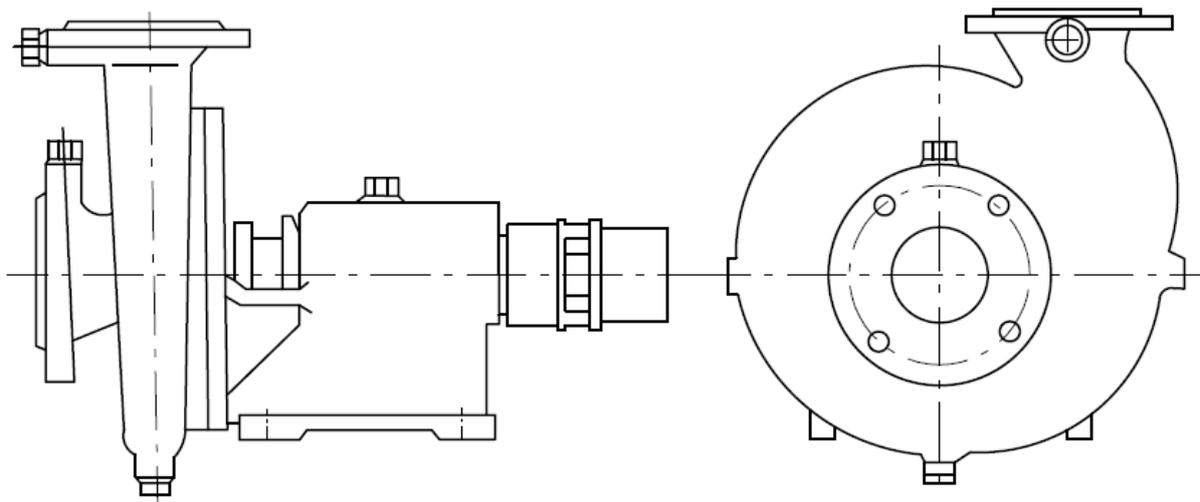


Рис. 3.1. Цельнокорпусный насос типа К

В спиральных насосах (рис. 3.2, а) каналы проточной части образуются непосредственно в процессе отливки корпуса [26]. Это позволяет придавать им форму наиболее благоприятную в гидродинамическом отношении. Одновременно с этим максимально упрощается механическая обработка корпуса. При изготовлении корпусов предъявляются высокие требования к точности размеров литья и к чистоте поверхности каналов проточной части, так как каналы спирального корпуса недоступны для механической обработки. В насосах данного типа уравновешивание осевой силы осуществляется по способу симметрии соответствующим расположением рабочих колес (рис. 3.2, б). Наличие в этих насосах разъема в горизон-

тальной плоскости дает возможность собирать ротор отдельно и в собранном виде, после проверки и балансировки, устанавливая в корпусе; периодически осматривать и поддерживать в надлежащем состоянии внутренние части насоса. Всасывающий и нагнетательный патрубки выполнены в нижней части корпуса, что дает возможность разбирать насос без отсоединения его от трубопровода.

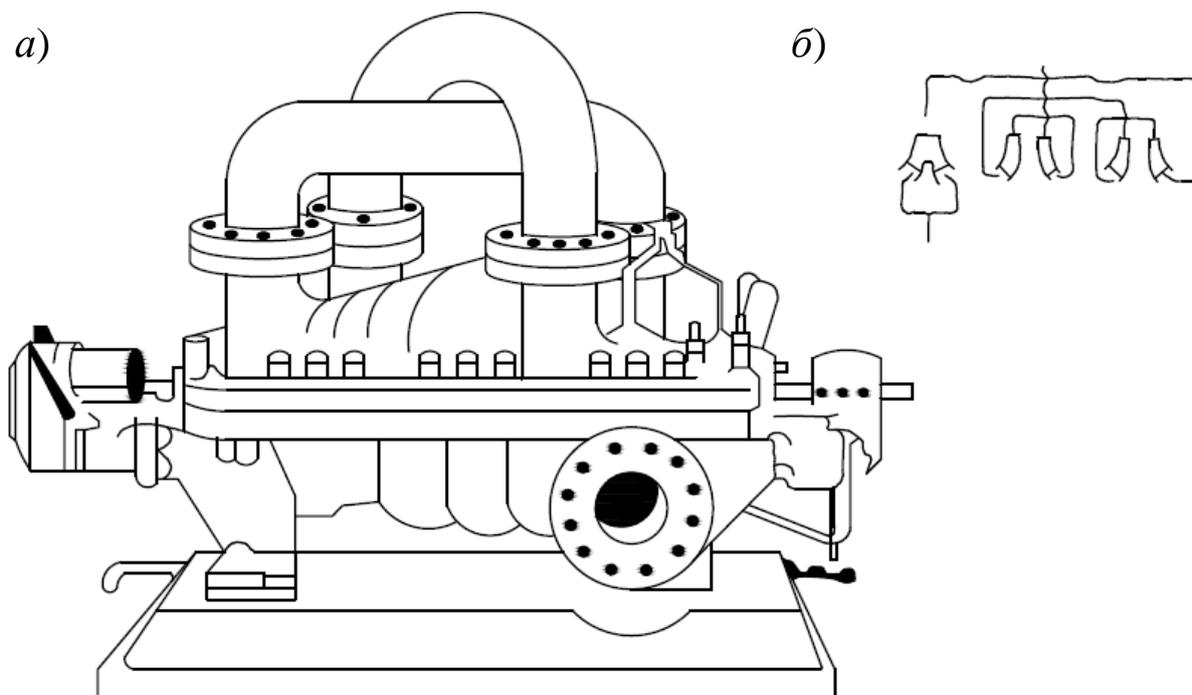


Рис. 3.2. Спиральный насос:  
*a* – общий вид; *б* – гидравлическая схема насоса

Недостатки многоступенчатых спиральных насосов по сравнению с секционными насосами – это необходимость специального корпуса для каждого типоразмера насоса заданной производительности, но различного напора (для каждого заданного числа колес); трудности уплотнения горизонтальной плоскости разъема; большое давление, под которым работают сальники и уплотнения; необходимость установки двусторонних упорных подшипников; трудности отливки и обработки корпусов со спиральными каналами.

В секционных насосах (рис. 3.3) точность размеров и чистоту поверхностей достигают механической обработкой. Объем механической обработки возрастает, зато значительно упрощается литье. Уравновешивание осевой силы в большинстве конструкций секционных насосов осуществляется с помощью разгрузочного диска. В многоступенчатых насосах большое значение имеет уменьшение габаритных размеров в осевом направлении, так как главным фак-

тором, ограничивающим число ступеней насоса в одном агрегате, является критическая скорость вращения вала насоса и его статический прогиб, от которого зависит допустимая величина зазоров в уплотнениях рабочих колес. В секционных насосах в отличие от спиральных насосов в одних и тех же осевых габаритных размерах можно разместить большее число ступеней и тем самым получить больший напор.

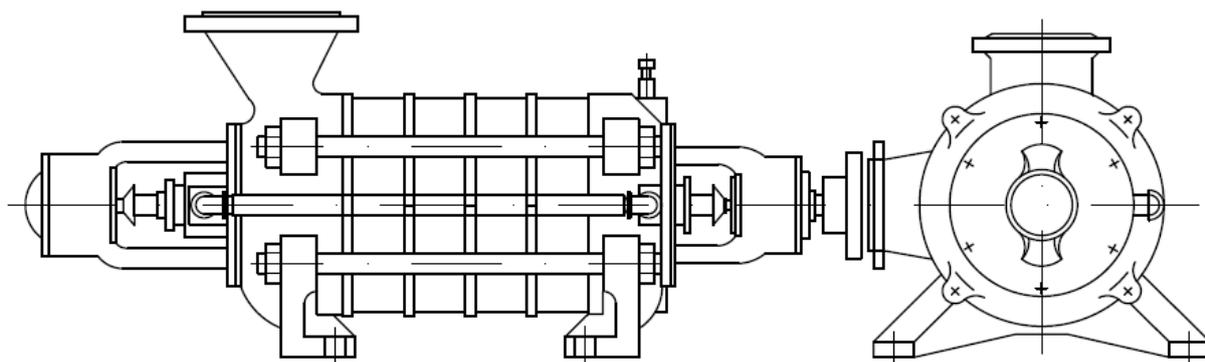


Рис. 3.3. Секционный насос типа ЦНС

К эксплуатационным недостаткам секционных насосов относят: невозможность проверки качества сборки ротора (сборка вслепую), что нередко является причиной быстрого износа насоса и работы его с низким КПД, необходимость демонтажа трубопроводов при разборке, система уравнивания сил от осевого давления недостаточно надежна в работе [20, 26].

2. По характеру соединения рабочих колес – на однопоточные и многопоточные.

3. По числу ступеней – на одноступенчатые и многоступенчатые насосы.

Одноступенчатые насосы применяются для главного водоотлива из неглубоких шахт и участкового водоотлива [20]. К ним относятся насосы типа К (см. рис. 3.1) с односторонним подводом воды к рабочему колесу и насосы типа Д (см. рис. 2.2) с двусторонним подводом жидкости.

Многоступенчатые насосы типа ЦНС (см. рис. 3.3) являются основным типом для шахтного водоотлива.

4. По расположению насоса – на горизонтально (см. рис. 3.1, 3.2, 3.3) и вертикально ориентированные (рис. 3.4).

Вертикальные насосы предназначены для предварительного осушения месторождений, для водоотлива при проходке вертикаль-

ных стволов и откачке затопленных выработок [20]. Применяются насосы непогружного и погружного типов. В вертикальных насосах непогружного типа (см. рис. 3.4, б) насос 1 находится в скважине с водой, а электродвигатель 2, связанный с насосом трансмиссионным валом 3, располагается у устья скважины.

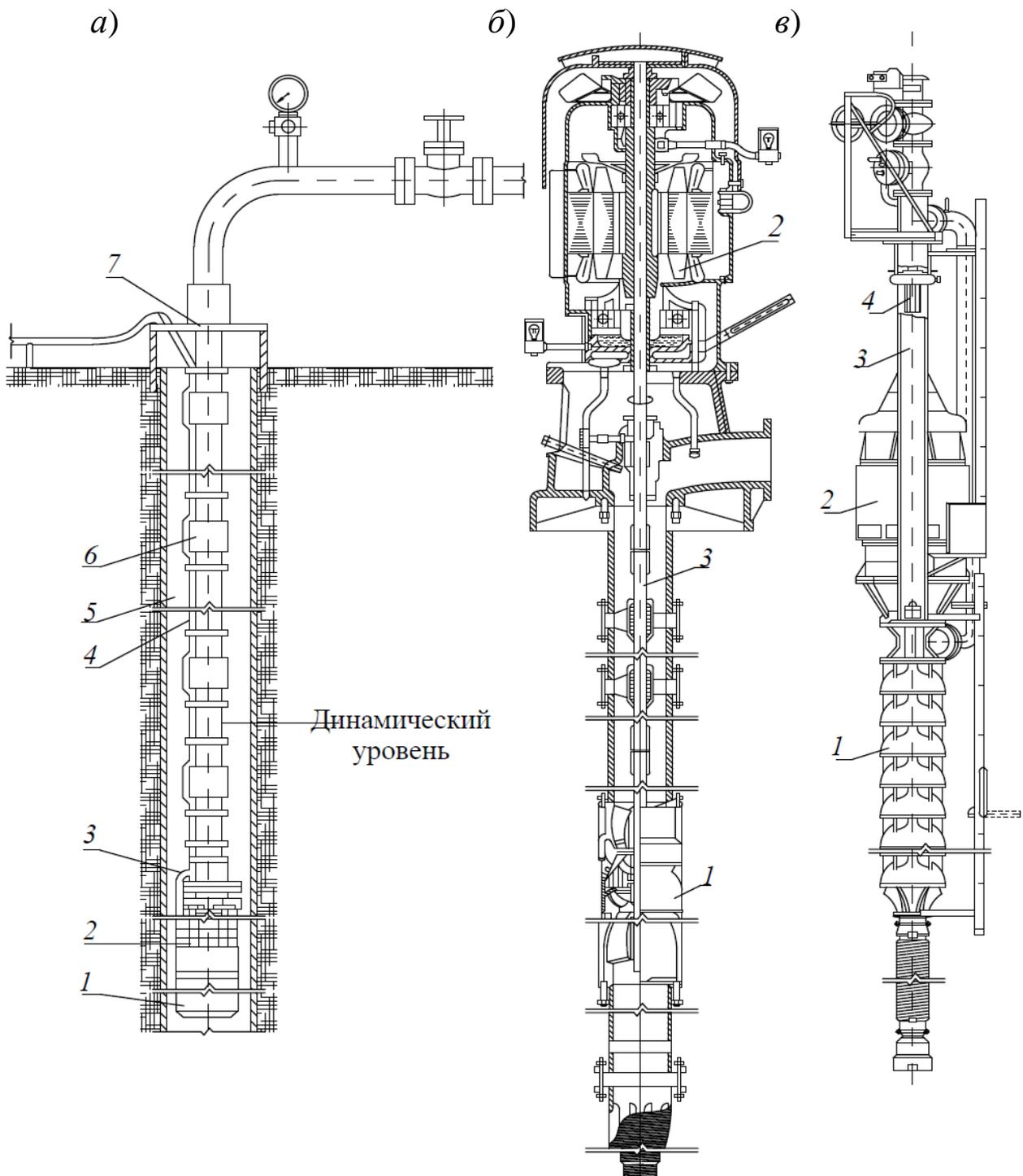


Рис. 3.4. Вертикальные насосы:  
 а – погружной; б – непогружной; в – проходческий подвесной

В трансмиссионных насосах применяют закрытые центробежные рабочие колеса с полуосевыми лопаточными отводами. При движении жидкости по каналам от колеса к колесу происходит повышение давления, создаваемое рабочими колесами, за счет уменьшения скорости движения жидкости в расширяющемся межлопастном канале направляющего аппарата. В насосах используют часто и диагональные колеса.

В диагональных колесах движение воды направлено под углом  $45^\circ$  к оси, что позволяет уменьшить наружный диаметр [25]. Электродвигатели, применяемые для трансмиссионных насосов, имеют следующие особенности. Вал электродвигателя выполнен полым для возможности прохода трансмиссионного вала к регулировочной гайке, с помощью которой регулируются зазоры между рабочими колесами и направляющими аппаратами. Для восприятия гидравлического усилия и веса вращающихся деталей в электродвигателе установлен радиально-упорный подшипник. В верхнюю часть электродвигателя вмонтировано стопорное устройство (храпового типа), не допускающего вращения ротора двигателя в направлении, противоположном заданному.

Наличие длинного трансмиссионного вала ограничивает глубину откачки. Этот недостаток устранен в вертикальных насосах погружного типа. Основные узлы (насос, электродвигатель 1 с кабелем 4, напорный трубопровод) расположены в скважине 5, а опорная плита 7 с напорным коленом – над скважиной (см. рис. 3.4, а). К верхней секции насоса шпильками прикреплен обратный клапан 3 с конической резьбой для присоединения напорного трубопровода, а к нижней – всасывающая секция, к которой шпильками прикреплена оболочка электродвигателя. Во всасывающей секции входные отверстия закрыты металлической сеткой 2 для предотвращения попадания в насос твердых частиц. Звенья труб соединяются муфтами 6 [26].

Для водоотлива при проходке вертикальных стволов и откачке затопленных выработок применяются подвесные вертикальные центробежные насосы (см. рис. 3.4, в). Насос 1 и электродвигатель 2 находятся на общей раме 3, подвешиваемой на канате с помощью блока 4.

5. По назначению – насосы для осветленной и неосветленной воды с примесями.

Для откачки воды, содержащей большое количество твердых примесей, служат углесосы и шламовые насосы. Рабочее колесо углесоса имеет сравнительно большую ширину и небольшое число лопастей (от двух до четырех). Для уменьшения износа трущихся частей через патрубки подается чистая вода с напором, превышающим напор, создаваемый рабочим колесом углесоса. Поступая в область между бронедисками и рабочим колесом, вода препятствует проникновению в эту полость твердых примесей. Бронедиски и спиральные отводы съемные. Углесосы выпускаются одно- и двухступенчатыми [20].

#### *Тенденция развития устройства центробежных насосов*

В настоящее время создан новый типоразмерный ряд горизонтальных секционных насосов типа ЦНСШ (рис. 3.5) [47].

Ротор насоса опирается на две опоры качения 2 со сферическими двухрядными шарикоподшипниками, смазываемыми консистентной смазкой. Осевое усилие воспринимается узлом 7 гидравлической разгрузки специальной конструкции.

В отличие от насосов типа ЦНС в насосах типа ЦНСШ вода из камеры разгрузки отводится в полость переднего кронштейна, чем предотвращается подсос воздуха через сальниковое уплотнение 3.

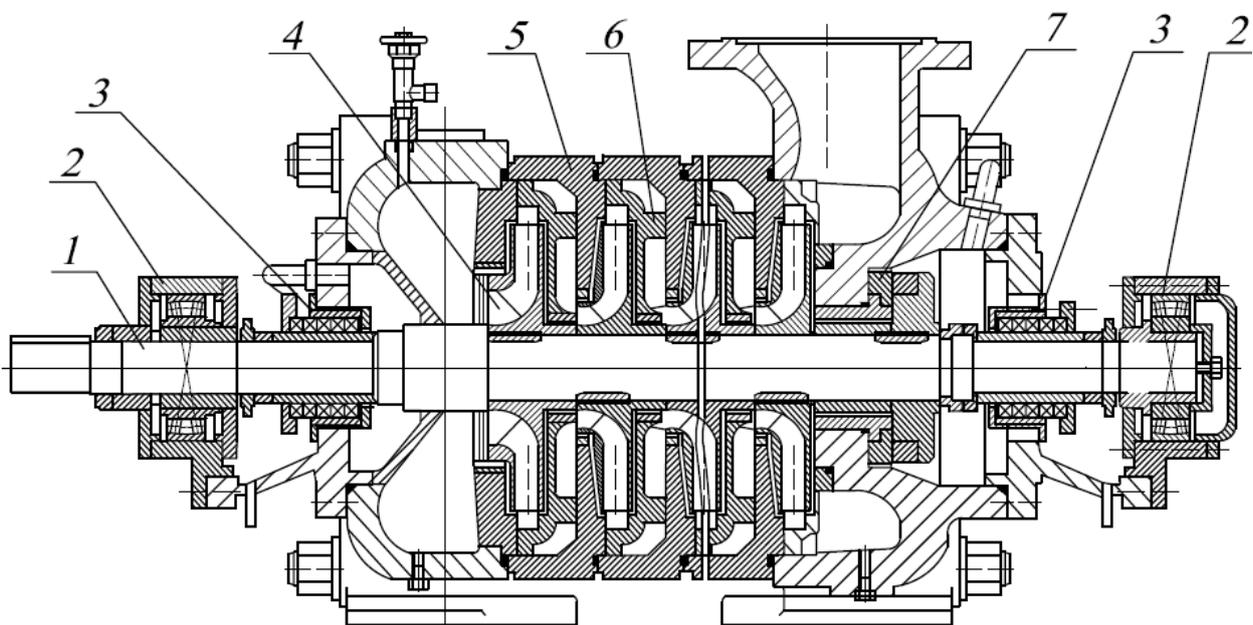


Рис. 3.5. Секционный насос типа ЦНСШ

Крепление деталей ротора на валу 1 исключает попадание воды между валом и ступицей колес 4, что предотвращает их «прикипание» к валу и позволяет производить многократные разборки

и сборки насоса при проведении текущих и капитальных ремонтов без разрушения основных деталей.

### 3.1.2. Действующие на рабочее колесо центробежного насоса нагрузки и способы их компенсации

#### 3.1.2.1. Действующая на рабочее колесо центробежного насоса осевая нагрузка и способы ее компенсации

При работе насоса на рабочее колесо действует осевое усилие, стремящееся сдвинуть вал с насаженным на него колесом в сторону, обратную направлению движения жидкости, входящей в колесо (рис. 3.6, а) [5].

Давление со стороны всасывания в кольцевом пространстве заднего диска рабочего колеса всегда меньше давления на противоположной стороне диска (рис. 3.6, б). Без учета потерь с правой стороны заднего диска рабочего колеса сила давления  $P_2$  действует на кольцевую поверхность диска между радиусами  $D_2/2$  и  $d/2$ , а с левой стороны его действие ограничено кольцевой поверхностью между радиусами  $D_2/2$  и  $D_1/2$ . На кольцевой поверхности между радиусами  $D_1/2$  и  $d/2$  действует давление  $P_1$ .

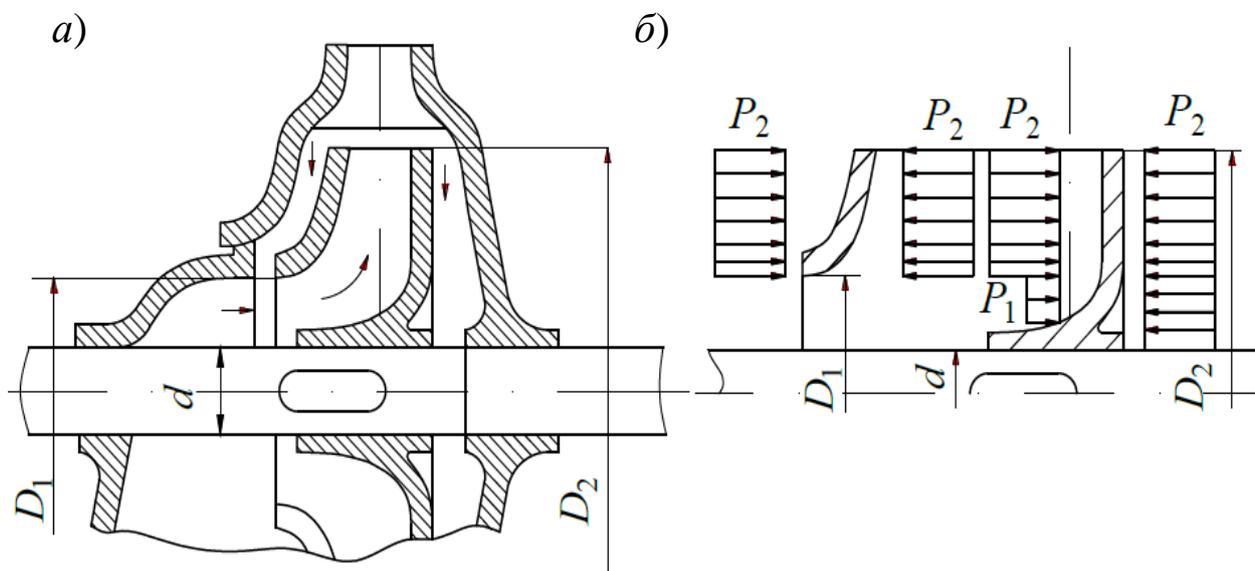


Рис. 3.6. К схеме действия осевого давления на рабочее колесо:  
 а – направление движение жидкости в каналах насоса; б – эпюры давлений, действующих на передний и задний диски рабочего колеса

Если не учитывать площади сечения вала, то сила (Н) давления справа на задний диск рабочего колеса будет выражаться как

$$F_2 = P_2 \frac{\pi D_2^2}{4}. \quad (3.1)$$

Сила (Н) давления на задний диск рабочего колеса слева

$$F_1 = P_1 \frac{\pi D_1^2}{4} + P_2 \frac{\pi(D_2^2 - D_1^2)}{4}. \quad (3.2)$$

Результирующую этих сил давления называют осевым усилием (Н) и определяют как

$$F_o = F_2 - F_1 = \frac{\pi D_1^2}{4} (P_2 - P_1). \quad (3.3)$$

Поскольку  $P_2 > P_1$ , осевое усилие вдоль оси вала стремится сдвинуть рабочее колесо в сторону всасывания. Из формулы (3.3) следует, что осевая сила тем больше, чем больше диаметр колеса на входе и чем больше разность давлений ( $P_2 - P_1$ ).

Формула (3.3) является приближенной, так как не учитывает реактивное давление жидкости при движении в рабочем колесе, которое возникает вследствие изменения направления потока жидкости от осевого к радиальному. Сила (Н) осевого давления, обусловленная изменением направления движения жидкости в проточной части колеса, может быть найдена с помощью уравнения количества движения [11]:

$$F'_o = Q_m(c_{o_2} - c_{o_1}) = \rho Q(c_{o_2} - c_{o_1}), \quad (3.4)$$

где  $c_{o_2}$  и  $c_{o_1}$  – соответственно средние значения осевой составляющей абсолютной скорости при выходе потока из рабочего колеса и при входе в него, м/с.

Так как жидкость на выходе из рабочего колеса имеет радиальное направление, то  $c_{o_2} = 0$ . Абсолютная скорость  $c_o$  входа потока в рабочее колесо имеет осевое направление, и поэтому  $c_{o_1} = c_o$ . Уравнение (3.4) примет следующий вид:

$$F'_o = -\rho Q c_o. \quad (3.5)$$

Результирующая осевая сила (Н), действующая на рабочее колесо [12]:

$$F = F_o + F'_o. \quad (3.6)$$

Осевое усилие на одно рабочее колесо может достигать значительных величин. Усилие смещает в сторону всасывания рабочее колесо, жестко насаженное на вал насоса, которое приводит к перекосу и нагреву подшипников. При значительном смещении ротора

насоса рабочее колесо может прийти в соприкосновение с неподвижными стенками корпуса, что вызовет истирание стенок рабочего колеса и увеличение мощности, а в отдельных случаях поломку насоса.

В насосах с одним рабочим колесом осевое усилие может быть устранено или значительно снижено следующим образом:

- применением рабочего колеса с двусторонним всасыванием;
- устройством отверстий в заднем диске рабочего колеса. Такой способ снижает КПД насоса на  $4 \div 6$  %;
- установкой радиальных ребер на заднем диске колеса;
- восприятием осевого усилия радиально-упорными или упорными подшипниками.

В многоступенчатых насосах осевые силы уравниваются двумя способами:

- противонаправленной установкой колес и соответствующей системой перевода потока от колеса к колесу;
- применением разгрузочного диска (гидравлической пяты).

Применением сдвоенных рабочих колес или симметричным расположением колес добиваются уравнивания осевого давления (рис. 3.7, *а*, *б*). Небольшое осевое усилие, которое может возникнуть при неточном изготовлении колес или при неодинаковом износе уплотнений, может быть выровнено небольшим установочным кольцом на валу [5].

Этот способ применяется главным образом в спиральных центробежных насосах (см. рис. 3.7, *б*), при этом обычно число рабочих колес выбирается четным [20]. Вода поступает из всасывающей трубы в полуспиральный подвод *A*, затем в рабочее колесо *1* и далее направляется в спиральный канал *B*. Из этого спирального канала вода выходит в перепускной канал *C*, подводящий воду в камеру *D*. Из камеры *D* вода поступает в рабочее колесо *2*, затем в спираль *E* и в напорный патрубок *F*.

Однако имеется возможность обеспечить уравнивание осевого давления за счет встречного расположения рабочих колес и при нечетном их числе. Для этого между ступенями насоса помещают уравнивающую втулку *3* радиусом  $R_{вт}$  (рис. 3.7, *в*). Соответствующим выбором радиуса втулки можно обеспечить уравнивание осевого давления.

Применение на заднем диске рабочего колеса разгрузочных лопаток 12 (рис. 3.7, *з*) небольшой толщины и с геометрией, аналогичной профилю рабочих лопаток 13 колеса, позволяет добиться необходимого разрежения на заднем диске 14 и полной компенсации осевой силы [12]. Однако при этом теряется часть энергии, подведенная к валу насоса.

Почти полное уравнивание достигается просверливанием нескольких разгрузочных отверстий (обычно от четырех до восьми) около ступицы 4 в заднем диске рабочего колеса для создания давления в задней полости, примерно равного  $P_1$  (рис. 3.7, *д*). Для предотвращения при этом больших утечек напорной воды на заднем диске имеется уплотнительное кольцо 5.

Схема выравнивания при помощи разгрузочного диска показана на рис. 3.7, *е* [5]. Разгрузочный диск 6 насажен на вал, и к нему подводится жидкость под высоким давлением  $P_2$  (от последнего рабочего колеса) через заднюю полость 7 рабочего колеса, зазор 8 и переднюю полость камеры 9. Так как давление в полости 9 высокое, а в полости 10 низкое (примерно равное атмосферному  $P_a$ ), происходит перетекание жидкости через зазор 11 в полость 10. Эту жидкость необходимо отводить в колодец, иначе давление в полостях 9 и 10 быстро выровняется и устройство перестанет действовать. Жидкость, попав в полость 9, будет стремиться сдвинуть разгрузочный диск вправо, чем и компенсируется осевое усилие, действующее в данном случае влево.

Устройство автоматически приспособляется к переменной величине осевого усилия. При увеличении давления в полости 9 разгрузочный диск будет перемещаться вправо (см. рис. 3.7, *е*), зазор 11 увеличится, вследствие чего давление в полости 9 будет падать до тех пор, пока не наступит равновесие.

Наоборот, при недостаточном давлении в полости 9 разгрузочный диск будет двигаться влево, зазор 11 уменьшится до наступления равновесия.

При работе насоса быстро изнашиваются уплотнительные кольца, поэтому их делают съемными [20].

Малые низконапорные насосы осевые усилия воспринимают упорными подшипниками [6].

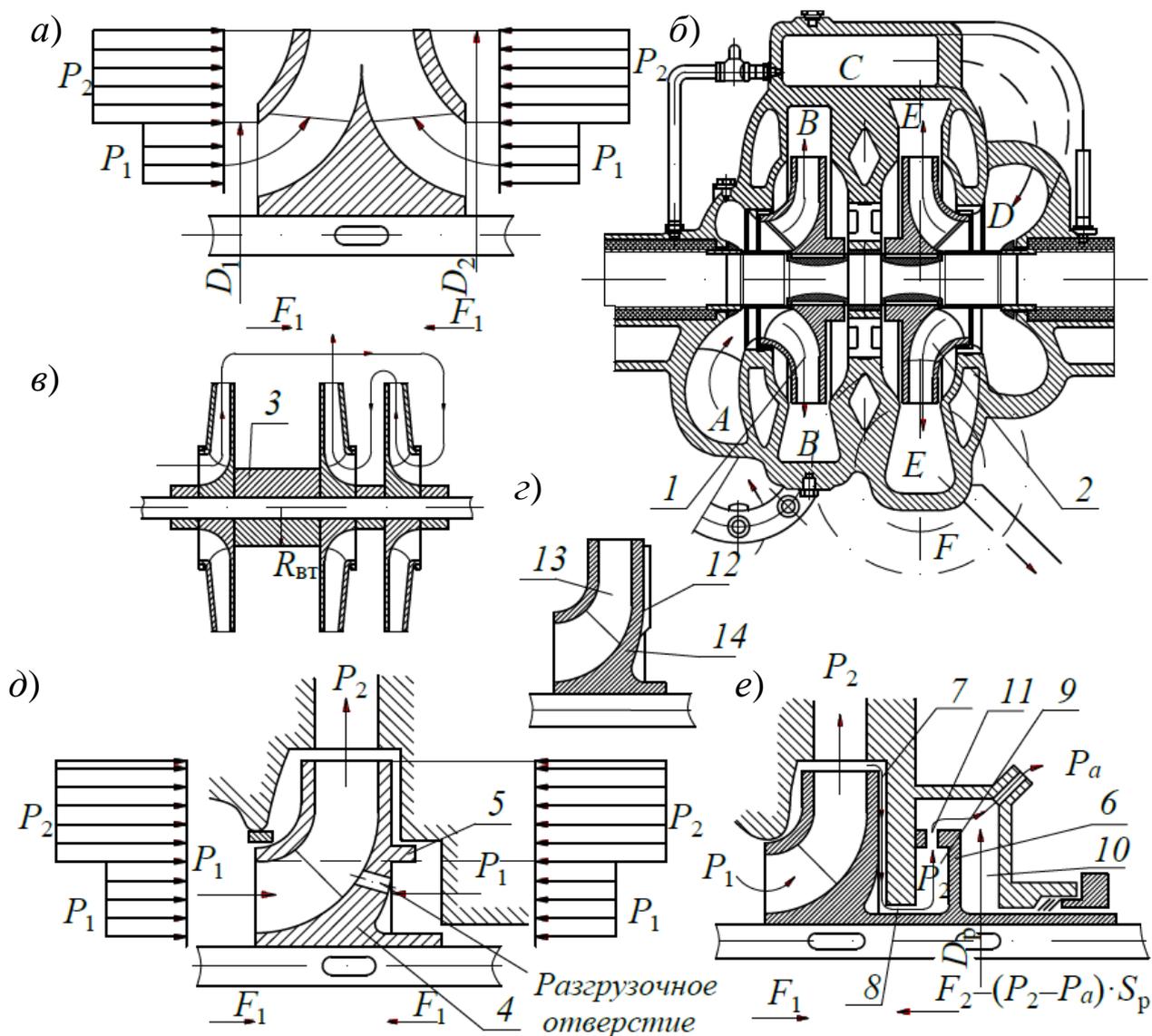


Рис. 3.7. Способы снижения осевого усилия: *a* – применением сдвоенного рабочего колеса; *б*, *в* – симметричным расположением рабочих колес; *г* – наличием разгрузочных отверстий на заднем диске колеса; *д* – наличием гидропята; *е* – наличием разгрузочных лопаток на заднем диске колеса

### 3.1.2.2. Действующая на рабочее колесо центробежного насоса радиальная нагрузка и способы ее компенсации

Радиальные силы, превышающие силу тяжести ротора в  $5 \div 10$  раз, появляются в насосах со спиральными отводами (см. рис. 2.6) при подачах, отличающихся от оптимального режима их работы [20]. Спиральный отвод не симметричен, и давления на выходе из рабочего колеса одинаковы только при оптимальном режиме работы насоса. При отклонении режима работы от оптимального нарушается симметрия в распределении давления в одинарном спиральном отводе (рис. 3.8, *a*, *б*). При уменьшении подачи насоса сечения

спиральной камеры оказываются слишком просторными, и в ней начинается процесс преобразования кинетической энергии потока в энергию давления. В этом случае в спиральной камере возникает диффузорный эффект. При увеличении подачи насоса нарастание сечений спиральной камеры не пропорционально подаче на соответствующем участке дуги, и в ней скорости нарастают от начального сечения к конечному, т. е. имеет место конфузорный эффект.

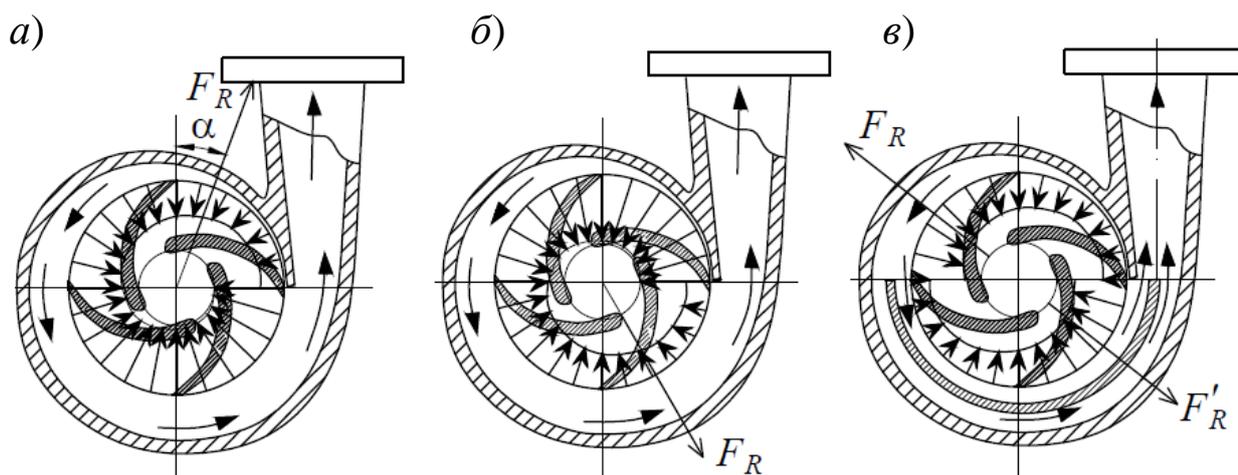


Рис. 3.8. Схема распределения давления в спиральном отводе:  
а, б – одинарном; в – двойном (двухпоточная спираль)

Для определения величины радиальной силы А. И. Степановым были проведены в четырехдюймовом насосе измерения прогиба вала, предварительно калиброванного с помощью грузов. Величину радиальной силы  $F_R$  (Н) можно выразить как [20, 23]

$$F_R = (0,36 \div 0,6) \left[ 1 - \left( \frac{Q}{Q_{\text{п}}} \right)^2 \right] H b_2 D_2, \quad (3.7)$$

где  $Q$  – подача насоса, м<sup>3</sup>/ч;  $Q_{\text{п}}$  – оптимальная подача насоса, м<sup>3</sup>/ч;  $H$  – напор насоса, м;  $b_2$  – ширина колеса (включая диски) на выходе, см;  $D_2$  – диаметр рабочего колеса на выходе, см.

Из формулы (3.7) следует, что при оптимальной подаче радиальная сила равна нулю.

Радиальная сила при малых подачах направлена примерно под углом  $\alpha = 20^\circ$  (см. рис. 3.8, а) и при подачах, превышающих расчетные, – под углом  $150^\circ$  (см. рис. 3.8, б) [1, 12].

Радиальная сила вызывает повышенный прогиб вала, что может привести к быстрому износу уплотнительных колец и поломке

вала из-за усталости металла. Поломка вала чаще происходит в спиральных насосах с двусторонним подводом жидкости, у которых сравнительно большое расстояние между опорными подшипниками (см. рис. 2.2). Для частичного устранения радиальной силы применяют двойные спиральные отводы (рис. 3.8, в), в которых поток разделяется на две равные части с помощью расположенной по спирали стенки. Силе, возникающей по дуге в  $180^\circ$  с одной стороны колеса, всегда соответствует теоретически равная ей по величине и обратная по направлению сила с другой стороны, т. е. радиальные силы  $F_R$  и  $F'_R$  частично уравниваются [12, 15].

Радиальную силу можно значительно снизить отводом потока от рабочего колеса двумя каналами одинаковой конструкции (рис. 3.9, а). В многоступенчатых насосах применяют неполное уравнивание радиальных сил путем поворота спиральных отводов двух смежных колес на  $180^\circ$  друг относительно друга (рис. 3.9, б). При этом действующие на каждые два колеса дают равнодействующую, равную нулю, и приводятся в паре сил с плечом, равным расстоянию между осями колес. Реакции опор вала  $R_A$  и  $R_B$  уравнивают момент, создаваемый радиальными силами. Однако вследствие значительно большего расстояния  $L$  между осями подшипников в сравнении с расстояниями  $l$  между осями колес силы реакции опор уменьшаются в отношении  $l/L$  [15].

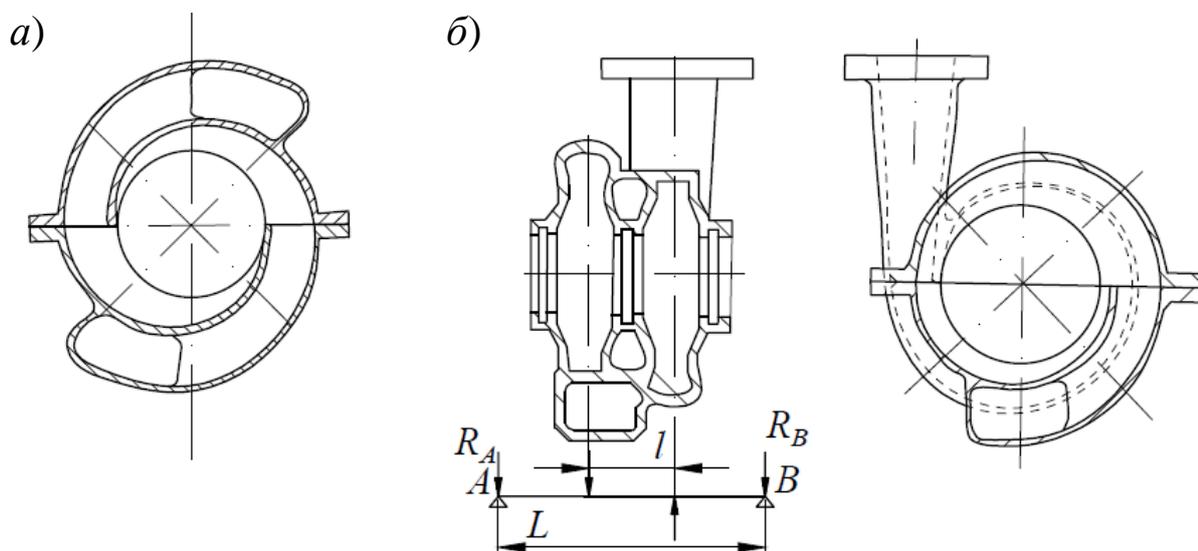


Рис. 3.9. Схема уравнивания радиальных сил: а – двумя спиральными отводами по окружности одного колеса (двухотводная спираль); б – поворотом одного спирального отвода на  $180^\circ$  относительно другого

### 3.1.3. Высота всасывания и явление кавитации

Движение жидкости по всасывающей трубе от поверхности свободного уровня в резервуаре до сечения входа в колесо или цилиндр насоса совершается за счет начальной потенциальной энергии жидкости, т. е. давления, под которым находится жидкость. В связи с этим запас энергии в жидкости, перемещающейся по всасывающей трубе, следовательно, и давления в ней уменьшаются [26].

Составляем уравнение энергии жидкости, перемещающейся от свободного уровня (сечение 0–0) ко входу в насос (сечение I–I) (рис. 3.10):

$$\frac{P_a}{\rho g} = \frac{P_B}{\rho g} + H_{\text{вс}} + \Delta H_{\text{вс}} + \frac{\alpha c_B^2}{2g}, \quad (3.8)$$

где  $P_a$  – давление на поверхность свободного уровня в резервуаре (сечение 0–0) (в условиях шахтного водоотлива это атмосферное давление), Па;  $P_B$  – давление внутри жидкости на уровне входа в насос (сечение I–I), Па;  $\rho$  – плотность жидкости, кг/м<sup>3</sup>;  $H_{\text{вс}}$  – высота всасывания, м;  $\Delta H_{\text{вс}}$  – потери напора на преодоление сопротивлений во всасывающем трубопроводе, м;  $c_B$  – скорость жидкости на входе в рабочее колесо, м/с;  $\alpha = 1,0 \div 1,2$  – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения скоростей частиц потока на входе в рабочее колесо.

Последние три члена уравнения (3.8) в сумме дают напор, называемый вакуумметрической высотой всасывания:

$$H_{\text{вак}} = H_{\text{вс}} + \Delta H_{\text{вс}} + \frac{\alpha c_B^2}{2g}. \quad (3.9)$$

Подставив выражение (3.9) в (3.8) получаем, что вакуумметрическая высота всасывания равна разности напоров на свободную поверхность жидкости в резервуаре и внутри жидкости во входе в насос:

$$H_{\text{вак}} = \frac{P_a - P_B}{\rho g}. \quad (3.10)$$

Так как давление жидкости на входе в рабочее колесо не может быть отрицательным, то

$$H_{\text{вак}} < \frac{P_a}{\rho g}. \quad (3.11)$$

Минимальное давление  $P_B$  в жидкости равно давлению упругости  $P_t$  пара жидкости при ее температуре [26]. Если давление в жидкости падает до  $P_t$  (это бывает в области перед входом жидкости на лопатки колеса), то жидкость вскипает, образуются полости, заполненные паром и частично газами, выделяющимися из раствора. Поток жидкости приносит пузыри пара в каналы колеса, т. е. в область с увеличивающимся давлением, где они снова конденсируются. Поскольку закипание связано с затратой тепла на парообразование, то данный процесс совершается с некоторым запаздыванием, т. е. минимальное давление в потоке достигает значения, несколько меньшего давления  $P_t$  парообразования, и закипание жидкости совершается из перегретого состояния. Конденсация пузырей пара в области увеличенного давления совершается также с некоторым запаздыванием – в условиях его относительного переохлаждения, в связи с чем этот процесс совершается с большой скоростью. Частицы жидкости, заполняющие пространство конденсирующегося пузыря, движутся к его центру со значительными скоростями.

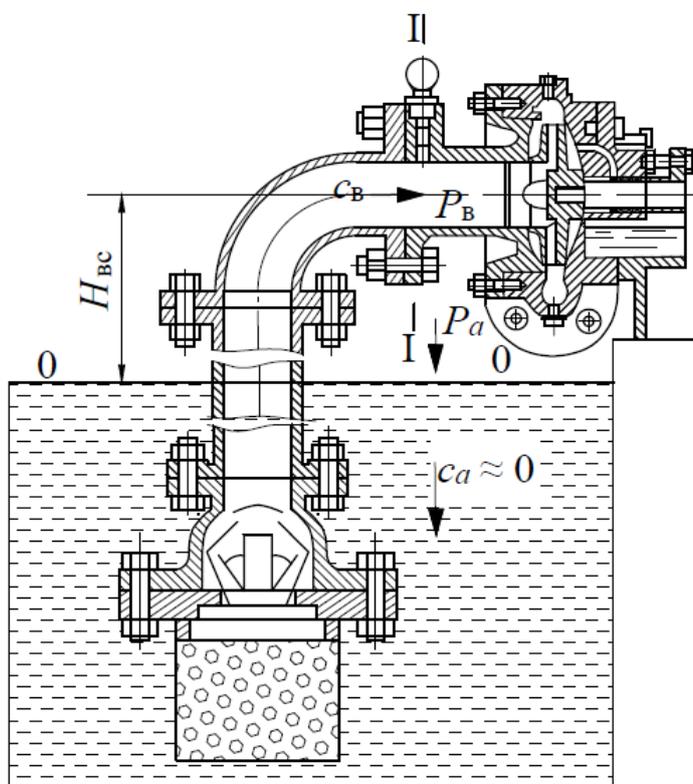


Рис. 3.10. Всасывающая сторона насоса

В момент завершения конденсации частицы жидкости мгновенно останавливаются, причем кинетическая энергия частиц переходит в энергию упругой деформации. Поскольку при этом деформация жидкости мала, то происходит значительное увеличение давления (местный гидравлический удар). Каждый метр потерянной скорости создает увеличение давления приблизительно на 1,0 МПа [26]. С увеличением давления возникает обратная волна последнего, сопровождающаяся его резким спадом и, возможно, повторным закипанием, а затем снова конденсацией жидкости.

Описанный процесс закипания и конденсации жидкости в потоке, сопровождающийся гидравлическими ударами, называют кавитацией.

Кавитацию сопровождают нежелательные в эксплуатации насосов явления.

1. Гидравлические удары, возникающие в местах завершения кавитации, ведут к эрозионному разрушению материалов. Материалы, которые не подвергались бы кавитационным разрушениям, неизвестны [26]. Все материалы быстро или медленно разрушаются. Более стойкими являются материалы, которые наряду с механической прочностью обладают химической стойкостью, например бронза или нержавеющая сталь. Материалами, весьма подверженными кавитационному разрушению, являются чугун и углеродистая сталь.

2. Повышение вибрации, которая приводит к быстрому изнашиванию подшипников.

3. Быстрая коррозия рабочих органов насосов, особенно работающих с агрессивными текучими (например, насоса типа ЦНСК), при выделении паров химически активной жидкости.

4. Сужение проходного сечения подводящих каналов и полный срыв работы насосов при активном холодном кипении, что связано с выделением растворенных газов (воздуха) из жидкости при прохождении ею области вакуума.

Величина  $\frac{P_B}{\rho g} + \frac{\alpha c_B^2}{2g}$  есть удельная энергия жидкости на входе

в насос (на уровне оси насоса) [26]. Нормально в условиях шахтного водоотлива по мере откачки уровень воды в резервуаре снижается, а высота всасывания возрастает. При этом уменьшается давление  $P_B$  внутри жидкости на уровне входа в насос.

Одновременно при уменьшении давления  $P_B$  уменьшается разность между удельной энергией потока жидкости на входе в насос и энергией  $\frac{P_t}{\rho g}$  насыщенного пара жидкости при данной температуре (при которой возникает кавитация):

$$H_B = \left( \frac{P_B}{\rho g} + \frac{\alpha c_B^2}{2g} \right) - \frac{P_t}{\rho g}. \quad (3.12)$$

Величину  $H_B$  называют избыточным напором всасывания (кавитационным запасом). Избыточный напор представляет собой запас механической энергии в потоке над давлением закипания. Для каждого насоса и режима его работы существует некоторое минимальное значение  $H_{B\min}$ , ниже которого начинается местное закипание жидкости в насосе.

Из уравнений (3.8) и (3.12)

$$H_{\text{вс}} = \frac{P_a}{\rho g} - \frac{P_B}{\rho g} - \Delta H_{\text{вс}} - \frac{\alpha c_B^2}{2g} = \frac{P_a}{\rho g} - \frac{P_B}{\rho g} - \Delta H_{\text{вс}} - \left( H_B + \frac{P_t}{\rho g} - \frac{P_B}{\rho g} \right) = \frac{P_a - P_t}{\rho g} - \Delta H_{\text{вс}} - H_B. \quad (3.13)$$

Наименьшему значению избыточного напора всасывания соответствует наибольшее значение высоты всасывания

$$H_{B\max} = \frac{P_a - P_t}{\rho g} - \Delta H_{\text{вс}} - H_{B\min}, \quad (3.14)$$

которое называют критической высотой всасывания.

Для обеспечения надежной работы насоса допустимая в эксплуатации высота всасывания  $H_{B\text{доп}}$  должна составлять не более 80÷85 % от  $H_{B\max}$ :

$$H_{B\text{доп}} = (0,80 \div 0,85) \left( \frac{P_a - P_t}{\rho g} - \Delta H_{\text{вс}} - H_{B\min} \right). \quad (3.15)$$

Возможны случаи, когда насос надо установить над уровнем откачиваемой жидкости на высоте  $H_{\text{вс}}$ , превосходящей допустимую высоту всасывания. В этих случаях насосу должен быть создан подпор (отрицательная высота всасывания). Минимальная высота подпора  $H_{\text{п}\min}$  будет получена, если из  $H_{\text{вс}}$  вычесть  $H_{B\max}$ , согласно уравнению (3.13):

$$H_{\text{п}\min} = H_{\text{вс}} - H_{B\max} = H_{\text{вс}} - \frac{P_a - P_t}{\rho g} + \Delta H_{\text{вс}} + H_{B\min}. \quad (3.16)$$

Минимальный подпор, необходимый для работы такого насоса при отсутствии геометрической высоты всасывания, определяется по этой же формуле (3.16), если положить  $H_{\text{вс}} = 0$ . Допустимая высота подпора должна быть на 15÷20 % больше  $H_{\text{п}\min}$ .

Подпор может быть создан расположением насоса ниже уровня откачиваемой жидкости или подключением гидроэлеватора или бустерного насоса к всасывающему трубопроводу основного насоса. Бустерный насос (гидроэлеватор) работает последовательно с основным.

Для исключения при работе насоса опасности кавитации необходимо, чтобы фактическая вакуумметрическая высота всасывания  $H_{\text{вак}}$  водоотливного агрегата была меньше всасывающей способности насоса  $H_{\text{в}}^{\text{доп}}$ :

$$H_{\text{вак}} < H_{\text{в}}^{\text{доп}}. \quad (3.17)$$

Величина  $H_{\text{в}}^{\text{доп}}$  в эксплуатационной характеристике насоса изображается в виде кривой  $H_{\text{в}}^{\text{доп}} = f(Q)$ . Для шахтных насосов допустимая высота всасывания не превышает пяти метров.

Указанная всасывающая способность насоса гарантируется заводом при температурах воды, не превышающих оговоренной заводом величины, поскольку, как известно, с повышением температуры увеличивается давление насыщенного пара  $\frac{P_t}{\rho g}$  жидкости, а следовательно, согласно формуле (3.14) допустимая высота всасывания уменьшается.

### 3.1.4. Способы заливки насосов перед пуском

Перед пуском насос и всасывающий трубопровод должны быть залиты водой вплоть до нагнетательного патрубка [12].

Схемы насосных установок подразделяются на установки с постоянным заполнением насоса водой, с заполнением насоса и всасывающего трубопровода перед пуском, с отрицательной высотой всасывания (насосы, работающие под напором) [5].

К установкам первой схемы относят вертикальные насосы, опущенные в водосборник с погружением первого рабочего колеса в воду, и насосы, расположенные ниже уровня воды в водосборнике, а также насосы с баковыми аккумуляторами и «баками-самозаливщиками» [6].

«Бак-самозаливщик» (рис. 3.11, а) устанавливается над зумпфом между насосом и всасывающим трубопроводом [6]. Полезный объем такого бака должен быть в три раза больше объема всасыва-

ющего трубопровода. При таком соотношении насос всегда будет залит водой, а новые порции воды из всасывающего трубопровода начнут поступать раньше, чем резервный объем воды будет израсходован на заливку насоса.

При заливке из бак-аккумулятора бак *1* (рис. 3.11, б) монтируется во всасывающем трубопроводе [5]. В начале работы насоса *4* вода из бака всасывается через щель между эжектором *2* и кромками бака, а через эжектор выбирается воздух из всасывающей линии, в результате чего в нагнетательный трубопровод выбрасывается водовоздушная смесь. Удельный вес водовоздушной смеси меньше удельного веса воды. Так как давление, создаваемое центробежным насосом, пропорционально удельному весу перекачиваемой среды, то при заполненном водой нагнетательном трубопроводе этого давления недостаточно для открытия обратного клапана. Устранение указанного недостатка может быть обеспечено удалением обратного клапана на некоторое расстояние от нагнетательного патрубка насоса или применением пусковых устройств для выпуска водовоздушной смеси в водосборник [26]. С увеличением разрежения бак заполняется водой и устанавливается нормальный режим работы. Уравнительная трубка *3* исключает возможность опустошения бака-аккумулятора после остановки насоса.

К установкам второй схемы относят насосы с заливкой из нагнетательного трубопровода с помощью вспомогательного насоса, путем отсасывания воздуха из корпуса насоса вакуум-насосом и сифонный способ.

Заливка насоса из нагнетательного трубопровода (рис. 3.11, в) осуществляется по трубопроводу, установленному в обход главной задвижки *5* и обратного клапана *6*. При заливке задвижка *7*, установленная на обводной трубе, открывается [12].

При заливке вспомогательным насосом *8* (рис. 3.11, г) открывают задвижку *9* для выпуска воздуха. Двигатель заливочного насоса выполняют водонепроницаемым [26]. По окончании заливки и включении главного насоса *10* вспомогательный отключается.

При использовании вакуум-насоса для заливки (рис. 3.11, д) нагнетательный трубопровод перекрывают задвижкой *11* и вакуум-насосом *12* отсасывают воздух из насоса и всасывающего трубопровода.

К насосам, работающим с подпором, относятся насосы типа ЦНС. При этом используется бустерный насос, подающий воду во всасывающий трубопровод главного насоса (рис. 3.11, *е*). Заливка бустерным насосом 13 осуществляется при открытой задвижке 14 на напорном трубопроводе [9]. В качестве бустерного насоса применяется одноступенчатый вертикальный насос типа ВП [5].

В установках с насосными станциями заглубленного типа корпус насоса 15 постоянно сообщен с водосборником 16 (рис. 3.11, *з*) и заполняется за счет статического напора воды в водосборнике [1].

При наличии верхних горизонтов с постоянным притоком воды применяется сифонный способ [26]. На верхнем горизонте устанавливается бак 17, наполняемый непрерывно водой из водосточной канавки 18 (рис. 3.11, *и*). Из бака подается в насосную камеру по сифонной трубе 19, в которой устанавливается обратный клапан 20, исключая возможность подачи воды работающему насосу по сифонной трубе.

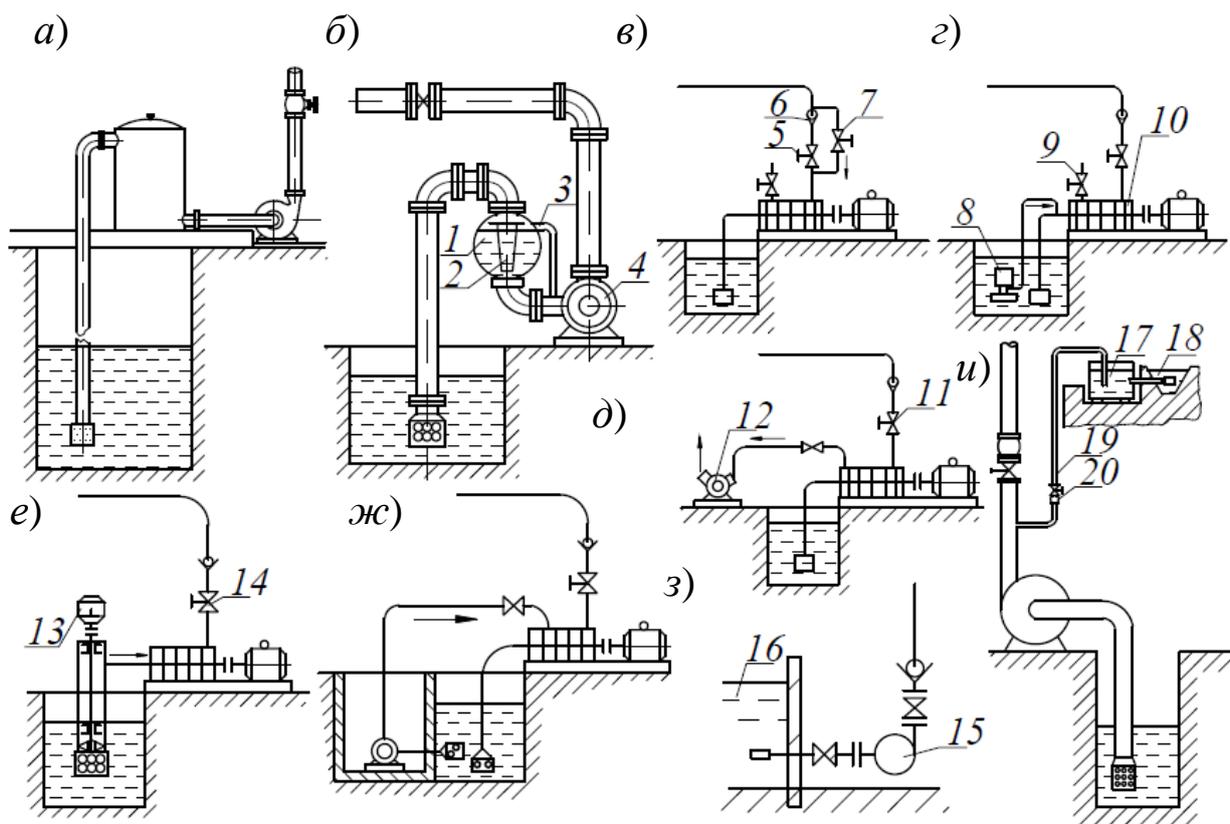


Рис. 3.11. Схемы заливки насосов: *а* – из «бака-самозаливщика»;  
*б* – из бака-аккумулятора; *в* – из нагнетательного трубопровода;  
*г* – вспомогательным насосом; *д* – вакуум-насосом;  
*е, ж* – подпорным насосом; *з* – в станциях заглубленного типа;  
*и* – сифонным способом

Пуск насосов рекомендуется производить при закрытой задвижке нагнетательного трубопровода [12] или несколько приоткрытой [6], в последнее время задвижку оставляют открытой [20].

При пуске с закрытой задвижкой обеспечивается плавное повышение скорости движения воды в нагнетательном трубопроводе, исключая возникновение гидравлического удара в трубопроводах высокого давления и большие перегрузки электродвигателя. После достижения насосом номинальной скорости задвижку открывают.

При пуске центробежного насоса с открытой задвижкой при заполненном нагнетательном трубопроводе водой движение воды в нагнетательном трубопроводе начнется только тогда, когда насос создаст напор  $H_0$  (при нулевой подаче), равный сумме геометрической высоты подъема  $H_T$  сопротивления обратного клапана открытия  $H_{кл}$  и инерционного сопротивления столба воды  $H_{и}$ :

$$H_0 = H_T + H_{кл} + H_{и}. \quad (3.18)$$

При соблюдении условия (3.18) скорость вращения вала насоса почти достигает своего номинального значения, и возникающие затем переходные процессы отличаются незначительными ударными колебаниями давления, не оказывающими существенного влияния на процесс пуска [20].

Пуск центробежного насоса с открытой задвижкой при отсутствии воды в нагнетательном трубопроводе оказывается более тяжелым по сравнению с рассмотренными. Потребляемая мощность

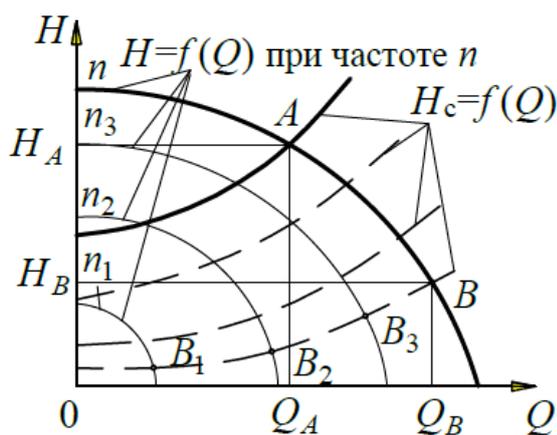


Рис. 3.12. Режимы работы насоса в пусковой период при открытой задвижке и незаполненном водой нагнетательном трубопроводе

в период пуска возрастает по сравнению с номинальной на 30÷60 %, процесс пуска насоса удлиняется, кратковременно увеличивается подача насоса, что может привести к возникновению кавитационных режимов [20]. После достижения насосом номинальной скорости вращения  $n$  устанавливается режим  $B$  (рис. 3.12). Режимы работы  $B_1 - B_3$  соответствуют увеличению скорости вращения насоса до выхода на установившийся режим, при-

чем в данном случае скорость вращения насоса увеличивается быстрее, чем происходит заполнение водой нагнетательного трубопровода. Пунктиром показаны характеристики трубопровода, соответствующие определенному моменту времени. Крутизна их возрастает по мере заполнения водой нагнетательного трубопровода. Координаты точки *A* – параметры установившегося режима работы водоотливной установки.

### 3.1.5. Явление гидроудара

При останове насоса с открытой задвижкой на нагнетательном трубопроводе, а также во всех случаях при внезапном отключении электроэнергии в водоотливной установке возникает гидравлический удар – явление повышения (понижения) давления при резком уменьшении (увеличении) скорости движения жидкости [20].

Возникающая в сечении I''–I'' (рис. 3.13) волна понижения давления распространяется вверх по трубопроводу. В выходном сечении трубопровода II''–II'' волна давления претерпевает отражение с переменной знака. Затем от выходного сечения трубопровода распространяется волна повышения давления, отражающаяся от насоса с тем же знаком, и т. д.

Время (*c*), в течение которого волна давления распространяется от сливного отверстия до насоса и возвращается вновь к сливному отверстию, называют фазой гидравлического удара:

$$t_{\phi} = \frac{2H_{\text{H}}}{a}, \quad (3.19)$$

где *a* – скорость распространения ударной волны, м/с.

В установках с малой инерцией время прекращения прямого течения воды от насоса к сливному отверстию трубопровода меньше фазы гидравлического удара; в этом случае возникает прямой гидравлический удар, величина которого определяется по формуле проф. Н. Е. Жуковского

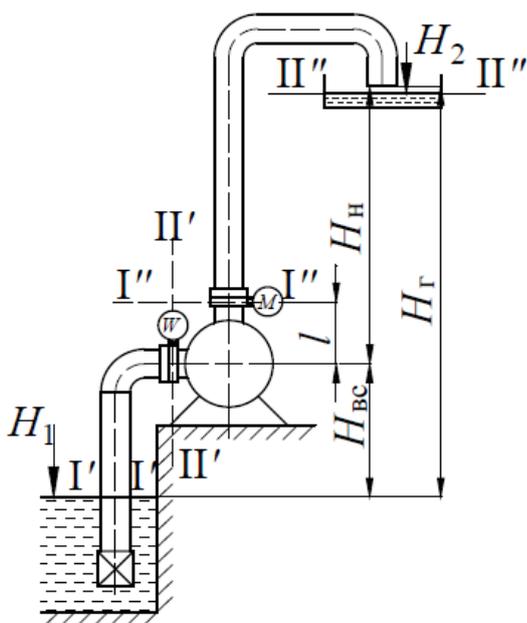


Рис. 3.13. Схема водоотливной установки

$$\Delta H_{\text{уд}} = \frac{ac_0}{g}, \quad (3.20)$$

где  $c_0$  – скорость жидкости в трубопроводе до момента внезапной остановки, м/с.

В установках со значительной инерцией время прекращения прямого течения воды больше фазы гидравлического удара, что приводит к возникновению непрямого гидравлического удара.

Для определения условий, при которых в водоотливной установке возникает прямой гидравлический удар (рис. 3.14, *a*), определим скорость вращения  $n_1$  в конце первой фазы гидравлического удара:

$$n_1 = \frac{n_0}{1 + \frac{t_{\Phi}}{T_a}} = \frac{n_0}{1 + \frac{1}{m}} = n_0 \frac{m}{m+1}, \quad (3.21)$$

где  $T_a = \frac{M}{J\omega_0}$  – время разгона насоса, с;  $M$  – момент на валу насосного агрегата, Н·м;  $J$  – момент инерции вращающихся частей насосного агрегата, кг·м<sup>2</sup>;  $\omega_0$  – угловая скорость, с<sup>-1</sup>;  $n_0$  – скорость вращения при нормальном режиме работы насосного агрегата, м/с;  $m$  – инерция вращающихся масс.

На рис. 3.14, *a* показаны индивидуальные характеристики насоса при скоростях вращения его  $n_0$  и  $n_1$ , а также волновая характеристика 1–2. Для случая прямого гидравлического удара соблюдается неравенство

$$H_{\Gamma} - H_1 > \frac{ac_0}{g}, \quad (3.22)$$

где  $H_1$  – напор насоса при нулевой подаче и скорости вращения  $n_1$ .

Для определения величины гидравлического удара в водоотливных установках со значительной инерцией (непрямой гидравлический удар) необходимо совместно рассмотреть процесс протекания гидравлического удара в нагнетательном трубопроводе (волновые характеристики) и изменение мгновенных режимов работы центробежного насоса (рис. 3.14, *б*).

При выключении двигателя насоса в сечении I''–I'' (см. рис. 3.13) регистрируется понижение давления в соответствии с волновой характеристикой 1–2 (см. рис. 3.14, *б*). Координаты точки 2 пе-

ресечения волновой характеристики с напорной характеристикой насоса при скорости вращения  $n_1$  определяют собой давление и скорость в сечении I''–I''. Далее проследим за изменениями давления в волне, распространяющейся от насоса в конце первой фазы гидравлического удара. Эта волна встречает на своем пути положительные волны давления, отраженные от сливного отверстия трубопровода (см. рис. 3.13, сечение II''–II''). Поэтому давление в движущейся волне будет увеличиваться в соответствии с волновой характеристикой 2–3. Давление продолжает увеличиваться в течение половины фазы, а волна давления при  $t = 1,5t_\phi$  достигнет сечения II''–II''. Отраженная от выходного сечения трубопровода волна давления встречает волны пониженного давления, что приводит к уменьшению давления в ней, и вновь изменяется наклон волновой характеристики. Точка 4 фиксирует давление в момент полного закрытия обратного клапана, установленного за насосом. Далее вдоль трубопровода распространяется волна пониженного давления, которая отражается от сливного отверстия с обратным знаком. Ударное повышение давления равно  $\Delta H_{\text{уд}}$ .

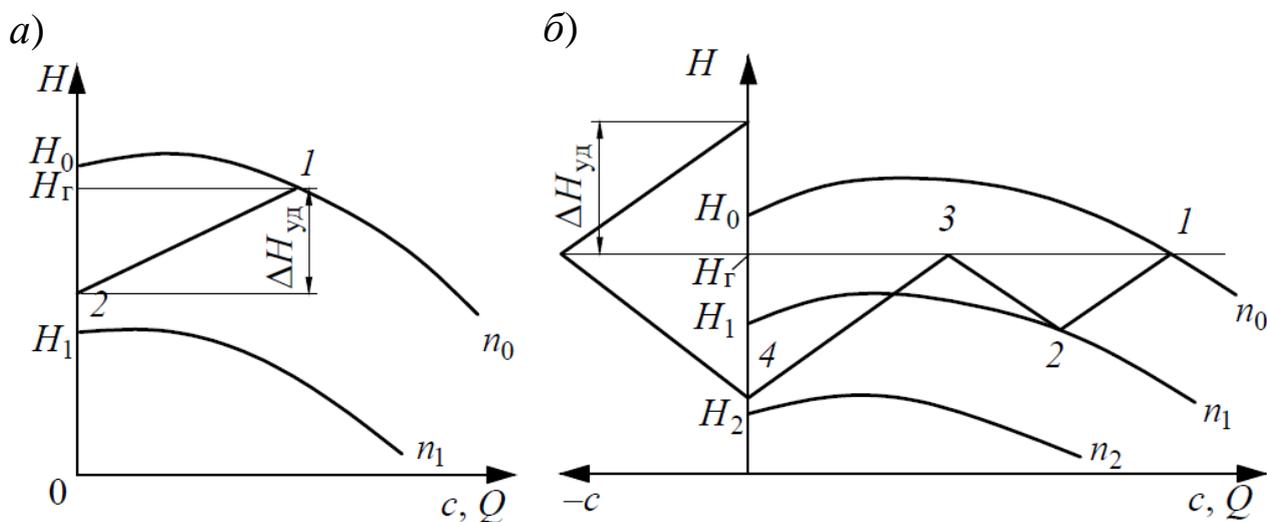


Рис. 3.14. К определению гидравлического удара в водоотливной установке: а – прямого; б – непрямого

Для защиты водоотливных установок от гидравлического удара может быть рекомендована установка предохранительного клапана, второго обратного клапана в средней части нагнетательного трубопровода, сбросного клапана и др.

Предохранительный клапан открывается при повышении давления и поэтому не может существенно уменьшить величину удар-

ного повышения давления. Секционирование трубопровода за счет установки дополнительного обратного клапана не может обеспечить полное гашение гидравлического удара и связано с дополнительными потерями энергии.

Наиболее эффективным средством для гашения гидравлического удара следует считать установку сбросного клапана, который должен открываться при понижении давления, а затем плавно закрываться.

В водоотливных установках давление воды при гидравлическом ударе в большинстве случаев не превосходит полуторакратного значения статического давления [20].

### **3.1.6. Совместная работа турбомашин на внешнюю сеть**

К совместной работе нескольких турбомашин на общую сеть прибегают на горных предприятиях в тех случаях, когда напор (давление) или подача (производительность), создаваемые одной машиной на предельных параметрах (частота вращения, угол установки лопаток и т. д.), недостаточны [12].

При совместной работе турбомашин могут располагаться рядом или находиться на значительном удалении друг от друга, могут использоваться одинаковые машины и с разными параметрами. При совместной работе турбомашин рабочие режимы определяются аналогично, как и при работе одной машины на внешнюю сеть, только вместо индивидуальной характеристики машины используется суммарная характеристика совместно работающих машин. Суммарные характеристики определяют графическим методом.

#### **3.1.6.1. Последовательное соединение**

Последовательной называется работа турбомашин, при которой одна машина подает перекачиваемую жидкость во всасывающий патрубок другой машины, а последняя подает ее в напорный трубопровод [5].

Последовательная работа турбомашин применяется для увеличения напора (давления) во внешней сети [12]. При этом подача (производительность) одинакова, а напор (давление) равен сумме напоров (давлений) обеих машин:

$$Q_1 = Q_2 = Q \quad \text{и} \quad H_1 + H_2 = H. \quad (3.23)$$

### 3.1.6.1.1. Машины установлены рядом

При расположении насосов на расстоянии друг от друга менее 20 м машины считают установленными рядом (рис. 3.15, б).

Для получения напорной характеристики  $1 + 2$  турбомашин необходимо сложить ординаты характеристик  $1$  и  $2$  (см. рис. 3.15, а). Например, суммируем отрезки  $0a_1$  и  $0a_2$  и их сумму  $0a = 0a_1 + 0a_2$  откладываем вдоль линии нулевой подачи и т. д. При подаче  $Q_3$  напор машины  $1$  равен нулю. В этом случае суммарный напор равен напору одной машины  $2$ . При дальнейшем увеличении подачи менее производительная машина  $1$  перейдет в режим отрицательного напора. Тогда придется суммировать отрицательные напоры турбомашин  $1$  с положительными напорами турбомашин  $2$  алгебраически [26]. Соединяя построенные таким образом точки  $a, b, c, d$  плавной линией, получим суммарную напорную характеристику двух данных турбомашин для их последовательной работы.

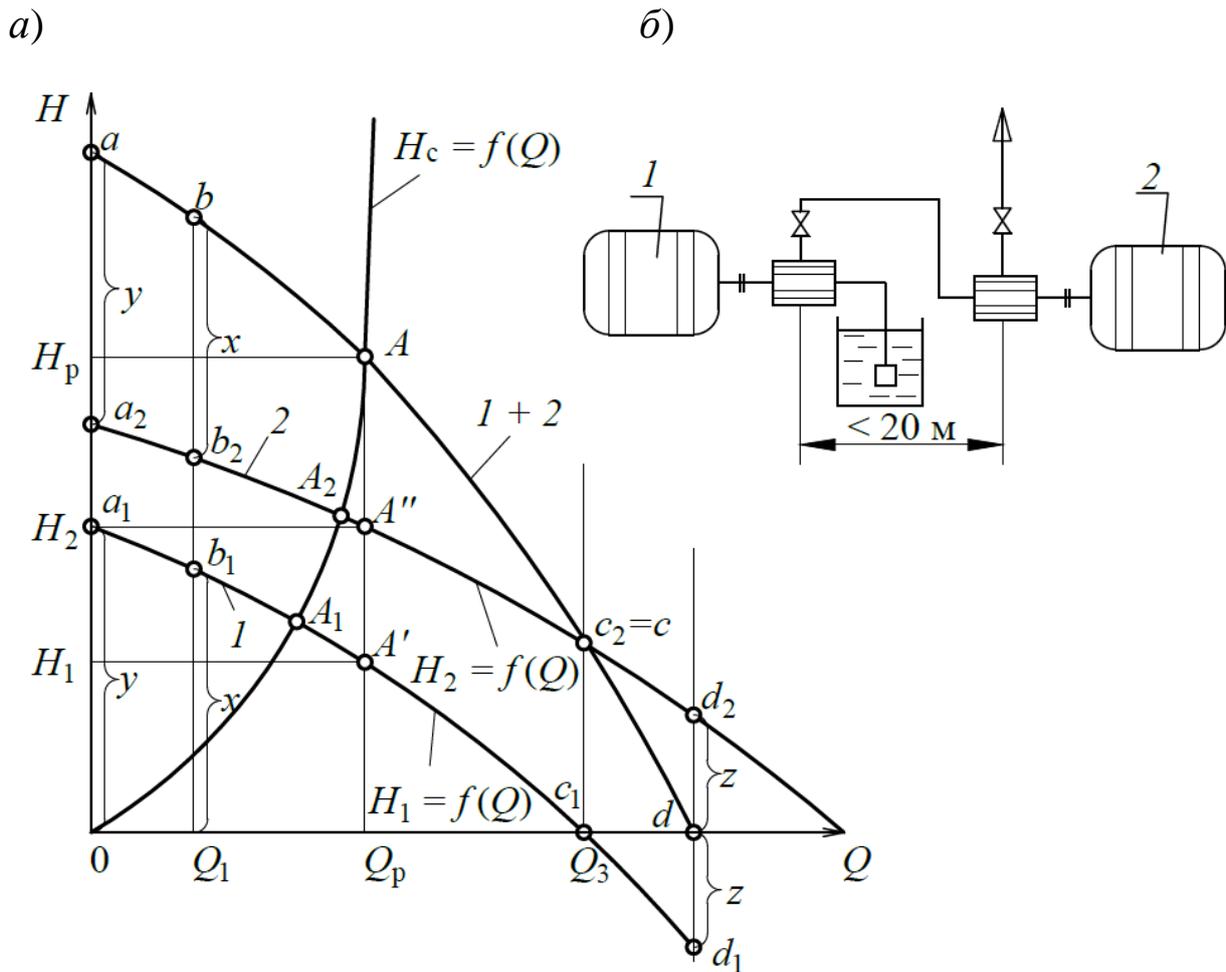


Рис. 3.15. К определению рабочего режима при последовательной работе расположенных рядом турбомашин:  $a$  – графическое определение рабочего режима;  $b$  – схема расположения машин

Точка пересечения  $A$  суммарной характеристики  $1 + 2$  с характеристикой сети  $H_c = f(Q)$  будет означать рабочий режим совместно работающих машин с параметрами  $(Q_p; H_p)$ , а точки  $A'$  и  $A''$  – рабочие режимы отдельных турбомашин с параметрами соответственно  $(Q_p; H_1)$  и  $(Q_p; H_2)$ . При отключении первой машины параметры рабочего режима второй турбомашин при их раздельной работе на ту же внешнюю сеть определяются точкой  $A_2$ . При отключении второй машины точка  $A_1$  определит рабочий режим первой машины.

Совместную работу турбомашин считают эффективной, если она ведет к увеличению подачи совместной сети [26]. Эффективность работы турбомашин зависит от характеристики внешней сети, на которую они работают (см. рис. 3.15, *a*). Так работа турбомашин на сеть  $H_c = f(Q)$  эффективна, поскольку совместная подача (абсцисса точки  $A$ ) больше подачи одиночно работающей турбомашин на ту же сеть (абсцисса точки  $A_2$  или  $A_1$ ).

Границей между эффективными и неэффективными режимами является точка  $c$ . Последовательная работа турбомашин бывает более эффективной в сетях высокого сопротивления.

#### *3.1.6.1.2. Машинны установленны на расстоянии друг от друга*

В случае расположения насосов на разных горизонтах поступают следующим образом. Для получения суммарной напорной характеристики турбомашин необходимо теоретически заменить турбомашину  $1$  (рис. 3.16, *a*), находящуюся в точке  $C$ , с прилегающим к ней трубопроводом  $CB$  эквивалентной машиной  $1'$ , расположенной в точке  $B$  рядом с турбомашин  $2$ , т. е. привести турбомашин в общую точку  $B$  [12]. Для этого необходимо построить напорную характеристику  $1'$ , вычитая из характеристики турбомашин при одних и тех же  $Q$  ординаты характеристики участка  $CB$  сети, т. е. напор, расходуемый на подъем жидкости и преодоление сопротивления трубопровода (рис. 3.16, *b*). Например, из отрезка  $0a_1$  вычитаем  $0c$  и их разность  $0a_1' = 0a_1 - 0c$  откладываем вдоль линии нулевой подачи и т. д.

Суммарная характеристика получается сложением ординат характеристик  $1'$  и  $2$ . Например, суммируем отрезки  $0a_1'$  и  $0a_2$  и их сумму  $0a = 0a_1' + 0a_2$  откладываем вдоль линии нулевой подачи и т. д. Точка  $A$  пересечения суммарной характеристики турбомашин с характеристикой участка  $BD$  сети определяет рабочий режим по-

следовательно работающих машин с параметрами  $(Q_p; H_p)$ , а точки  $A'$  и  $A''$  – рабочие режимы отдельных турбомашин с параметрами соответственно  $(Q_p; H_1)$  и  $(Q_p; H_2)$ .

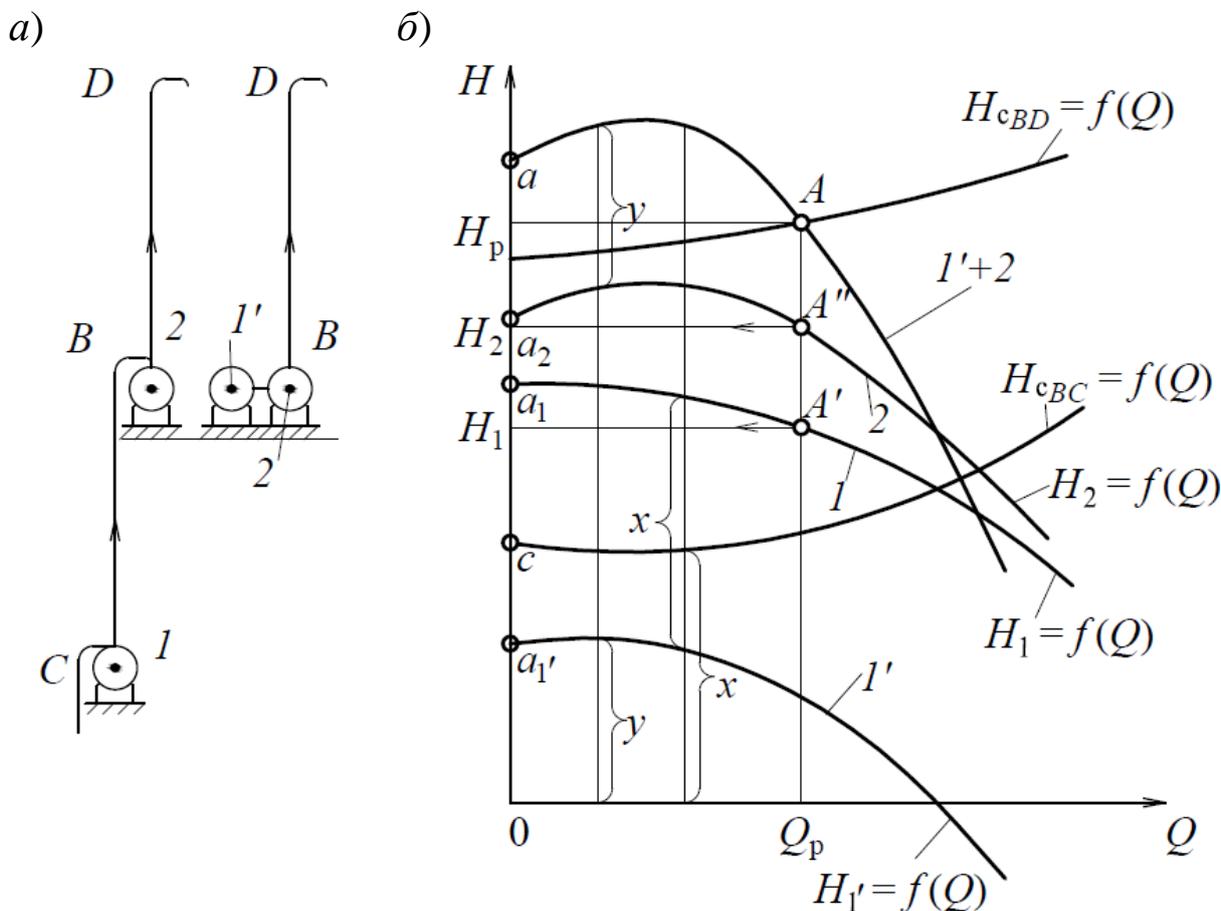


Рис. 3.16. К определению рабочего режима при последовательной работе расположенных на удалении турбомашин:  $a$  – схема расположения машин;  $b$  – графическое определение рабочего режима

Для обеспечения эффективной работы последовательно включенных машин необходимо, чтобы оптимальные подачи (производительности) приведенной  $1'$  и реальной машины  $2$  были примерно одинаковыми [9].

### 3.1.6.2. Параллельное соединение турбомашин

Параллельной работой турбомашин называется подача перекачиваемой жидкости несколькими машинами в общий напорный коллектор [5]. Параллельная работа турбомашин применяется для увеличения подачи (производительности) во внешнюю сеть [12]. При этом развиваемые напоры (давления) одинаковы, а подачи (производительности) складываются:

$$H_1 = H_2 = H \quad \text{и} \quad Q_1 + Q_2 = Q. \quad (3.24)$$

### 3.1.6.2.1. Машины установлены рядом

При расположении насосов на расстоянии друг от друга менее 20 м машины считают установленными рядом (рис. 3.17).

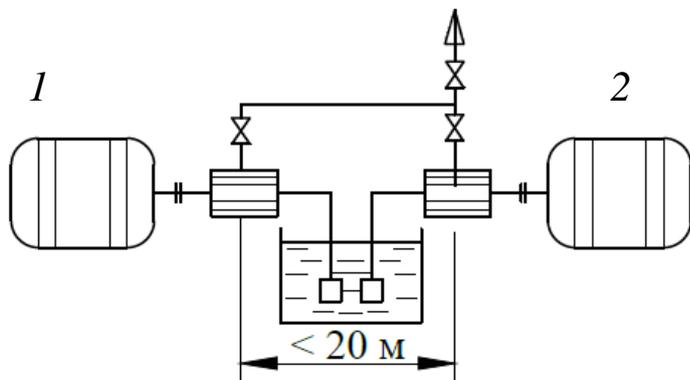


Рис. 3.17. Схема параллельного соединения расположенных рядом турбомашин

Для получения суммарной характеристики параллельно работающих машин необходимо сложить абсциссы напорных характеристик 1 и 2 при одинаковых напорах [9]. На рис. 3.18 горизонтальной линией проведены линии равного напора [13]. При нулевом напоре суммарная подача обеих турбомашин

равна  $0d_1 + 0d_2 = 0d$ . При напоре  $H$  суммарная подача  $ha$  равна сумме отрезков  $h_2a_1$  и  $h_2a_2$  и т. д. При напоре  $H_3$  подача турбомашины 1 равна нулю, а суммарная подача равна подаче второй машины 2 (т. е.  $hb = 0 + hb_2 = hb_2$ ). Соединяя точки  $b, a, c, d$  плавной линией, получим суммарную напорную характеристику для параллельной работы двух данных турбомашин.

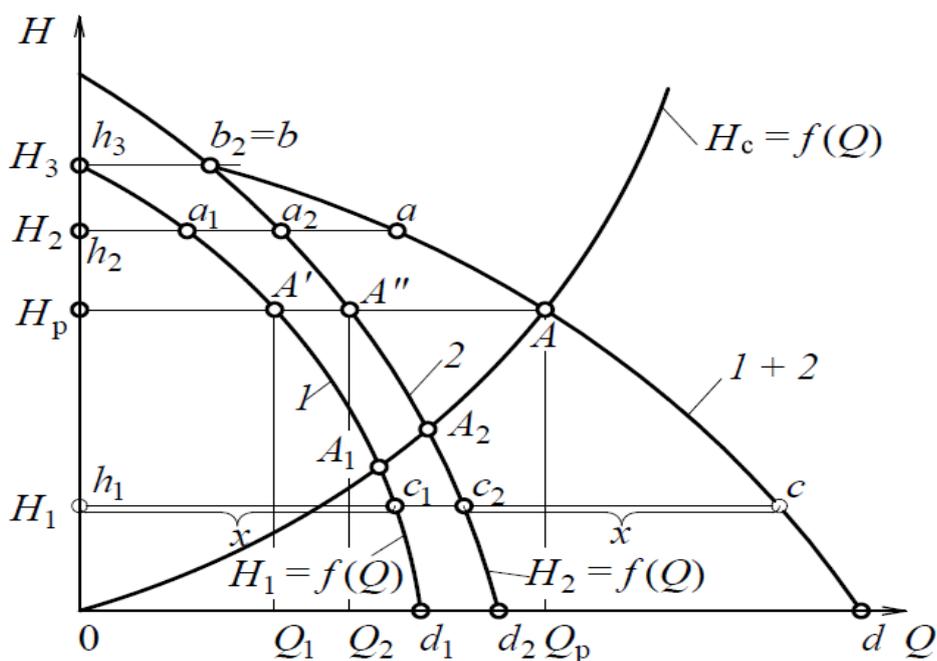


Рис. 3.18. Определение рабочего режима при параллельной работе расположенных рядом турбомашин

Если необходимо продолжить построение суммарной напорной характеристики при напорах, больших  $H_3$ , то придется иметь дело с отрицательными подачами менее напорной машины. При работе в режимах малой подачи (положительной) турбомашина 2 будет развивать большее давление, чем турбомашина 1, вследствие чего жидкость в некотором количестве через турбомашину 1 будет возвращаться в общую всасывающую сеть. Это и будет режим отрицательной подачи турбомашин 1. При этом жидкость перемещается через турбомашину в направлении от нагнетательного патрубка к всасывающему, а не наоборот, как при нормальной работе. Поддачи суммируются с учетом их знака [26].

### 3.1.6.2.2. Машины установлены на расстоянии друг от друга

На рис. 3.19, а показана схема параллельного соединения турбомашин на примере вентиляторов.

Для построения суммарной характеристики необходимо машины 1 и 2 с прилегающими к ним трубопроводами  $BC$  и  $BD$  заменить эквивалентными турбомашинами 1' и 2' (рис. 3.19, б). Для этого проводятся вертикальные линии равной подачи, и от характеристики машины отнимается характеристика участка сети (рис. 3.20, а, б). Далее необходимо сложить полученные характеристики эквивалентных машин 1' и 2'. Для этого проводятся горизонтальные линии равных напоров и складываются абсциссы напорных характеристик (рис. 3.20, в). Точка  $A$  пересечения суммарной характеристики с характеристикой участка  $AB$  сети является рабочим режимом совместно работающих машин с параметрами  $(Q_p; H_p)$ , а точки  $A'$  и  $A''$  – рабочими режимами эквивалентных машин 1' и 2' с параметрами соответственно  $(Q_1; H_p)$  и  $(Q_2; H_p)$ .

Для получения рабочих режимов реальных машин 1 и 2 при совместной их работе необходимо провести от точек  $A'$  и  $A''$  вертикальные линии до пересечения с характеристиками машин 1 и 2. Точки  $A_1$  и  $A_2$  – рабочие режимы реальных турбомашин 1 и 2, развивающие напоры  $H_1$  и  $H_2$ .

Для обеспечения эффективной работы турбомашин, расположенных на значительном удалении друг от друга, при параллельном их включении должны быть примерно одинаковыми напоры эквивалентных турбомашин [12].

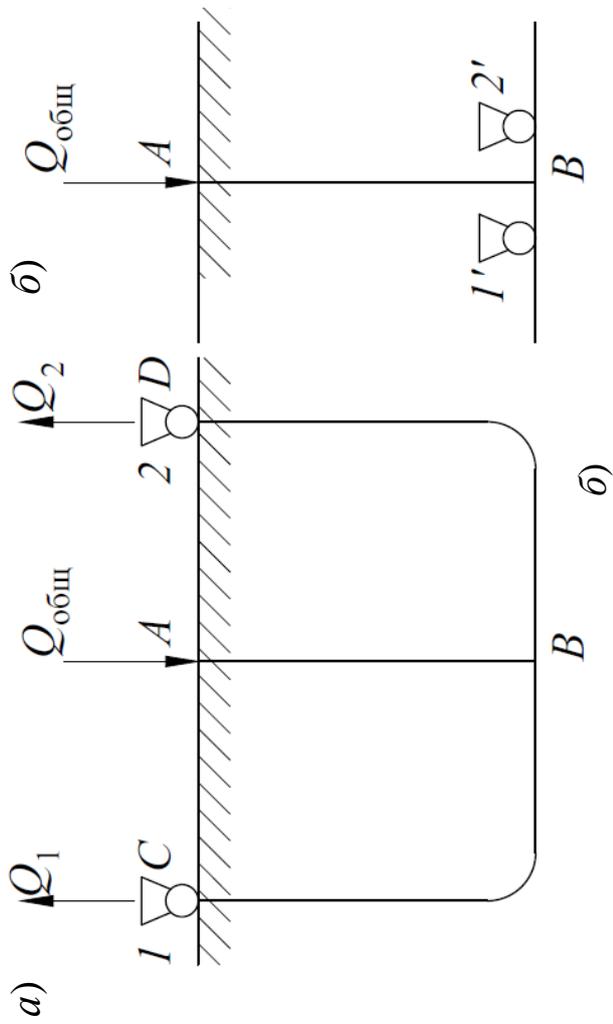


Рис. 3.19. Схема параллельного соединения расположенных на удалении турбомашин:  
*а* – реальная схема;  
*б* – эквивалентная

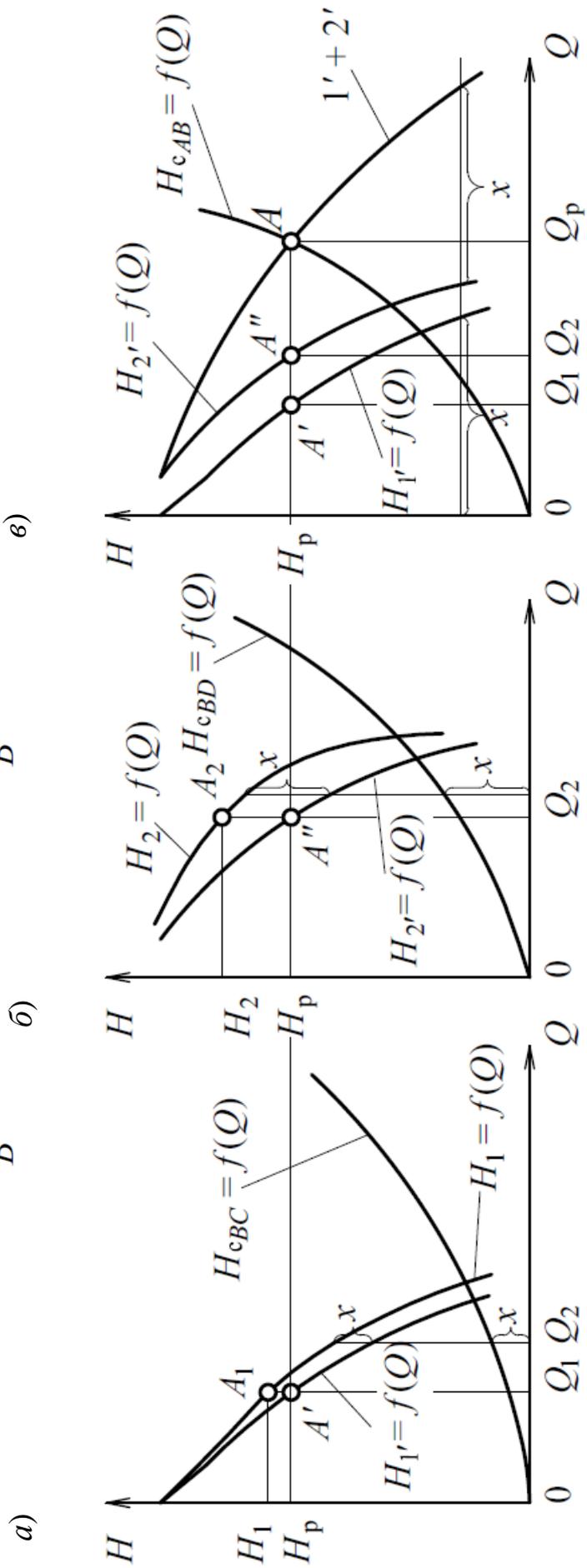


Рис. 3.20. Определение рабочего режима при параллельной работе расположенных на удалении турбомашин

### 3.1.7. Регулирование работы насосов

В некоторых случаях для создания нормальных условий эксплуатации центробежных насосов необходимо регулировать режим их работы с целью приспособления имеющихся насосов к конкретным шахтным условиям [20].

#### 3.1.7.1. Дроссельное регулирование

На графике (рис. 3.21) представлены характеристики напора, мощности на валу и КПД центробежного насоса при постоянной частоте вращения [5]. На этом же графике нанесена характеристика трубопроводной сети, в которую включена машина.

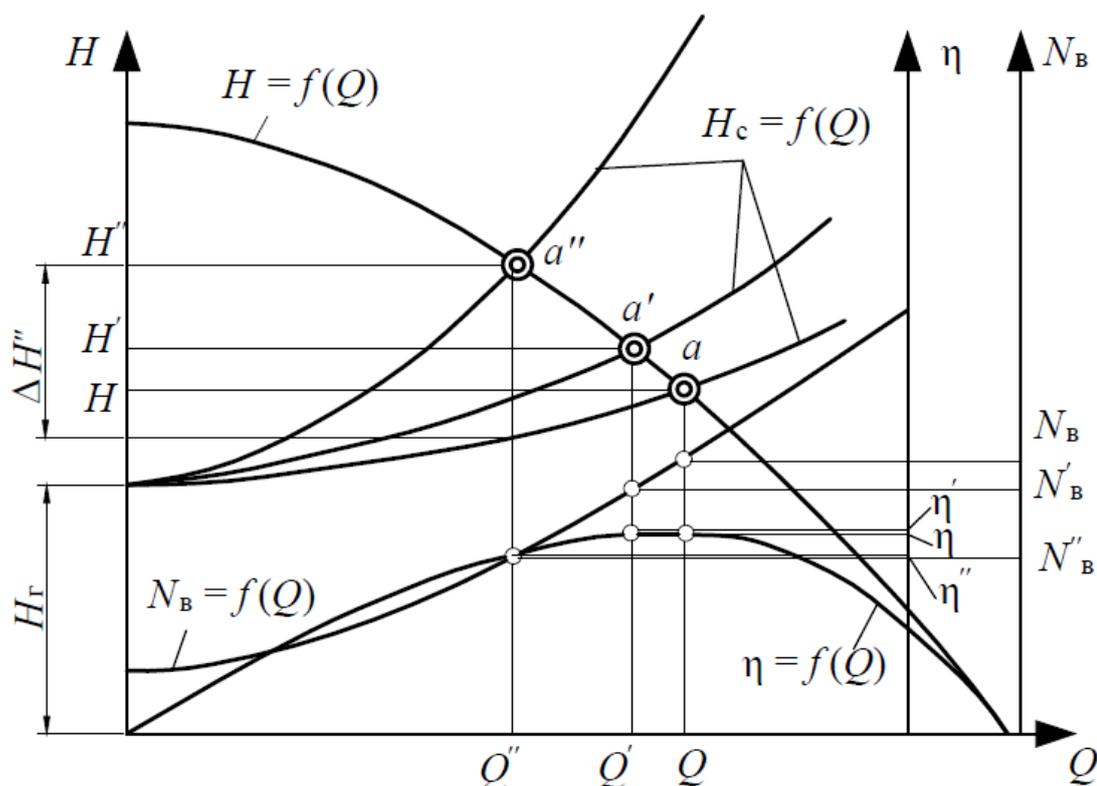


Рис. 3.21. Дроссельное регулирование турбомашины

Предполагаем, что регулирующий дроссель (в роли дросселя обычно выступает задвижка) открыт полностью. Установившийся режим работы возможен при условии, что энергия, передаваемая потоку жидкости машиной, равна энергии, расходуемой в системе. Так как первая из них выражается ординатами характеристики  $H = f(Q)$  центробежной машины, а вторая — ординатами характеристики трубопровода  $H_c = f(Q)$ , то указанное равенство наблюдается только в точке  $a$  пересечения характеристик. Таким образом, точка

$a$  определяет режим работы установки, т. е. подачу  $Q$ , напор  $H$ , мощность на валу  $N_{\text{в}}$  и КПД  $\eta$  машины при полностью открытом дросселе.

В случае прикрытия дросселя на напорной трубе точка  $a$  передвинется по характеристике машины влево и вверх, займет положение  $a'$ , определив тем самым новые значения параметров  $Q'$ ,  $H'$ ,  $N'_{\text{в}}$ ,  $\eta'$  рабочего режима.

Дальнейшее прикрывание дросселя вызывает увеличение кривизны характеристики сети, и точка  $a$  передвинется в точку  $a''$ , дающую новые значения параметров  $Q''$ ,  $H''$ ,  $N''_{\text{в}}$ ,  $\eta''$  рабочего режима.

Следовательно, дроссельное регулирование при постоянной частоте вращения насоса достигается введением дополнительного гидравлического сопротивления в сеть трубопроводов машины.

Поскольку наибольшая подача достигается при полностью открытом дросселе (точка  $a$ ), дроссельное регулирование применяют только с целью уменьшения подачи.

Из графика, представленного на рис. 3.21, видно, что дросселирование уменьшает мощность на валу машины, но вместе с тем повышает долю энергии, расходуемую при регулировании, поэтому оно непроизводительно. Так, например, при регулировании подачи до значения  $Q''$  удельная энергия, непроизводительно затрачиваемая в дросселе, определяется отрезком  $\Delta H''$  ординаты, а теряемая при этом мощность (кВт)

$$\Delta N_{\text{в}} = \frac{\rho g Q'' \Delta H''}{1000 \eta''}. \quad (3.25)$$

При дроссельном регулировании центробежных насосов, подающих жидкость, дроссель располагают на напорном трубопроводе. Если разместить его во всасывающем трубопроводе, то при глубоком регулировании могут возникнуть разрывы сплошности потока и вследствие этого нарушение нормальной работы насоса.

### 3.1.7.2. Регулирование изменением частоты вращения вала машины

При этом способе регулирования характеристика трубопроводной сети не изменяется, а напорная характеристика меняется в соответствии с законами пропорциональности турбомашин [см. формулы (2.63)]. На графике (рис. 3.22) показаны характери-

стики насоса при частотах вращения  $n_1, n_2, n_3, n_4$ , причем  $n_1 < n_2 < n_3 < n_4$  [5].

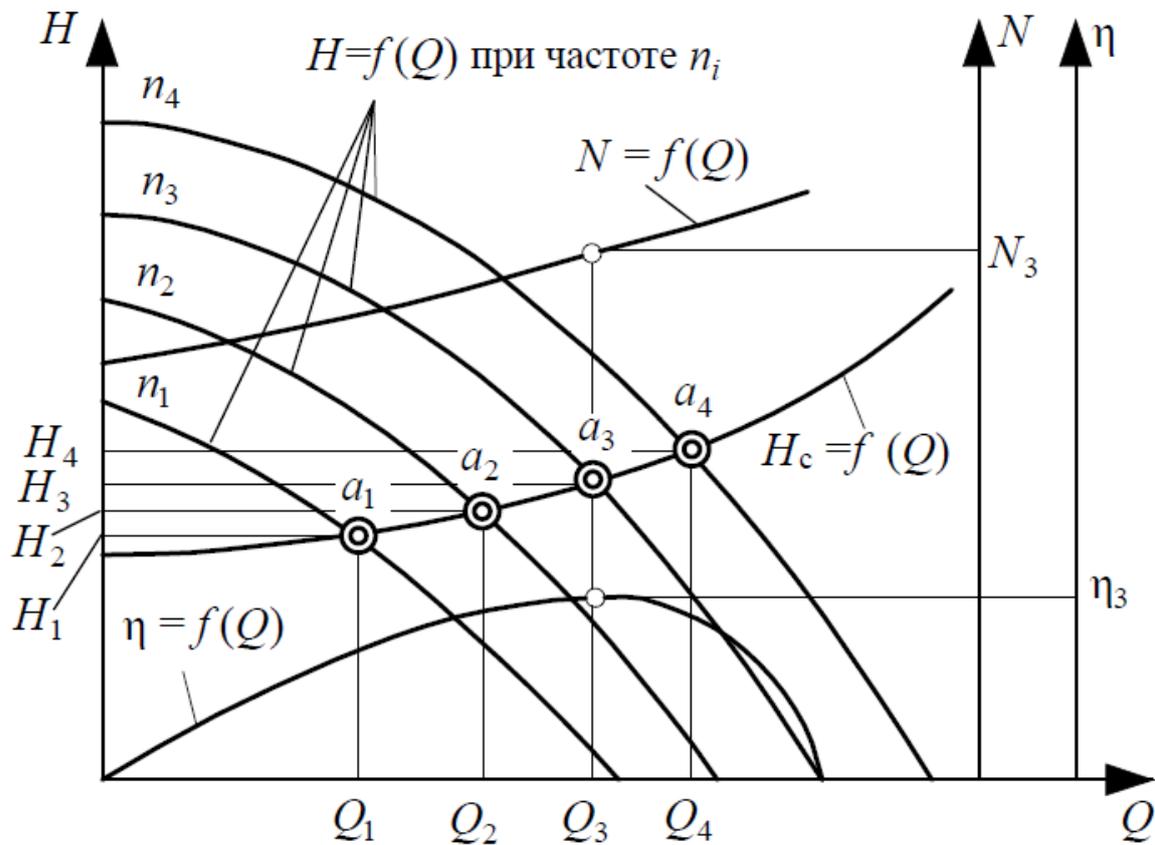


Рис. 3.22. Регулирование турбомашины изменением частоты вращения

Точки пересечения характеристик  $H = f(Q)$  насоса с характеристикой сети  $H_c = f(Q)$ , обозначенные на графике  $a_1, a_2, a_3, a_4$ , определяют режимы работы при различных частотах вращения. Из графика следует, что с изменением частоты могут быть достигнуты различные подачи  $Q_1, Q_2, Q_3, Q_4$  и напоры  $H_1, H_2, H_3, H_4$ , причем с увеличением частоты вращения подача и напор увеличиваются, а с уменьшением их убывают. Мощность на валу и КПД определяют из кривых мощности и КПД при указанной частоте по имеющимся значениям подачи. На графике показано для частоты вращения  $n_3$ .

### 3.1.7.3. Регулирование уменьшением диаметра рабочих колес

Подрезкой рабочих колес можно изменить индивидуальную характеристику насоса [20]. Уменьшая внешний диаметр рабочего колеса  $D_2$  до значения  $D'_2$ , изменяют характеристики насоса

при сохранении постоянной скорости вращения в соответствии со следующими соотношениями:

$$Q' = Q \left( \frac{D'_2}{D_2} \right)^2 \frac{b_2}{b_2} = Q \left( \frac{D'_2}{D_2} \right)^2; \quad H' = H \left( \frac{D'_2}{D_2} \right)^2; \quad N' = N \left( \frac{D'_2}{D_2} \right)^4. \quad (3.26)$$

Выражение для определения подачи [см. первую формулу в (3.26)] исходит из квадратичной зависимости между подачей и диаметром рабочих колес, а не кубической в соответствии с первым законом пропорциональности (2.57), так как при подрезке лопаток ширина колеса остается неизменной [26].

Используя эти формулы, можно построить новые характеристики насоса для различных значений внешнего диаметра рабочего колеса. Кривая пропорциональности, проходящая через точку 3, примет вид  $H' = H_3 \frac{Q'}{Q_3} = R_3 Q'$  (рис. 3.23). Аналогично определяют

уравнения кривых для точек 4 и 5. Далее, подставляя отношение внешнего диаметра нового и имеющегося рабочих колес в формулу

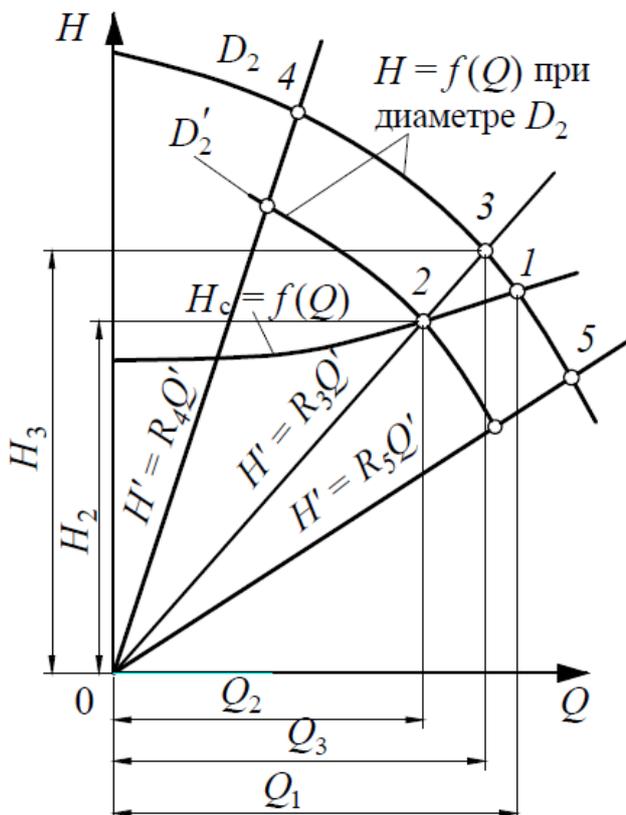


Рис. 3.23. К определению необходимого уменьшения диаметра колеса насоса подрезкой лопаток

для определения подачи и напора (3.26), производят построение новой характеристики насоса (для диаметра  $D'_2$ ).

Если подача  $Q_1$  насоса при работе на данную внешнюю сеть велика и по условиям эксплуатации ее надо уменьшить до  $Q_2$ , то этого достигают подрезкой лопаток колес до диаметра

$$D'_2 = D_2 \sqrt{\frac{Q_2}{Q_3}} = D_2 \sqrt{\frac{H_2}{H_3}},$$

где  $Q_3, H_3$  – координаты точки 3 пересечения с характеристикой насоса кривой пропорциональности, проходящей через точку 2;  $Q_2, H_2$  – координаты точки 2 пересечения кривой пропорциональности с харак-

теристикой сети (см. рис. 3.23).

При уменьшении внешнего диаметра рабочего колеса на 10 % КПД насоса снижается на 1 %, а при уменьшении диаметра колеса на 20 % КПД насоса снижается на 4 % [20].

Для изменения режима работы насоса следует иметь несколько комплектов роторов или рабочих колес и заменять их.

Подрезка рабочих колес осуществляется как в спиральных, так и в секционных центробежных насосах. В последнем случае подрезаются только лопасти рабочих колес.

#### 3.1.7.4. Регулирование уменьшением числа рабочих колес

Допустим, что пятиступенчатый насос, характеристика которого показана на рис. 3.24, необходимо использовать для работы

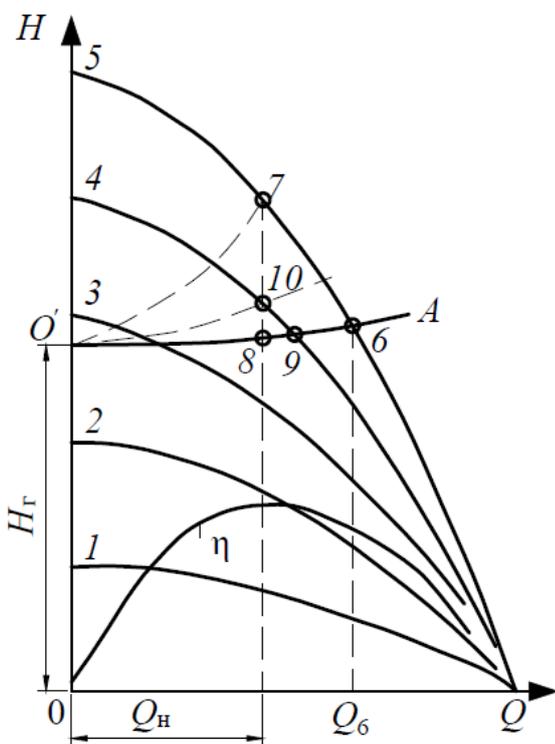


Рис. 3.24. Регулирование рабочего режима насоса уменьшением числа ступеней

во внешней сети, характеристика которой  $O'A$  [26]. Величина необходимой подачи  $Q_H$ . Рабочий режим данного насоса на данную сеть определяется точкой 6, причем подача  $Q_6$  больше необходимой  $Q_H$ . Прикрывая задвижку на нагнетательном трубопроводе, можно было бы точку рабочего режима перевести в точку 7 и этим самым уменьшить подачу до  $Q_H$ . Но это было бы неэкономично, так как возникнут потери напора в задвижке, пропорциональные отрезку 7–8. Если снять одно колесо, то характеристика насоса определится кривой 4, а режим работы насоса на сеть  $O'A$  – точкой 9. Подача уменьшится, а КПД насоса улучшится.

Применив задвижку для тонкого регулирования, можно перевести режим работы в точку 10. При этом подача равна  $Q_H$ , потери напора в задвижке (расстояние между точками 8–10) будут меньше, чем при наличии пяти колес (7–8).

Лучше всего снимать колесо со стороны нагнетания. В этом случае характеристика ступеней насоса изменяется незначительно.

Не рекомендуется снимать колесо со стороны всасывания, так как при этом вследствие увеличения сопротивления на всасывающей стороне кавитация наступает значительно раньше. Чтобы не менять стяжные шпильки и вал, на место снятого колеса ставят втулку.

### 3.1.7.5. Регулирование перепуском части воды

Перепуск части воды с нагнетательного трубопровода 2 во всасывающий происходит по обводному трубопроводу 1 (байпасу), снабженному регулировочной задвижкой 3 (рис. 3.25, а) [1].

Подключение байпаса с дроссельной задвижкой равносильно запараллеливанию нагнетательного участка трубопровода обводным каналом. При запараллеливании нагнетательных трубопроводов крутизна суммарной характеристики внешней сети насоса снижается, что и обуславливает увеличение его производительности. Однако следует иметь в виду, что расход жидкости по нагнетательному ставу при этом уменьшается, так как часть общего расхода насоса поглощает байпас.

Указанная часть расхода тем больше, чем меньше сопротивление байпаса, регулируемое степенью открытия соответствующей дроссельной задвижки, смонтированной на байпасе.

При заданных геометрических размерах участков внешней сети порядок расчетов и графических построений для определения рабочего режима насосной установки следующий [1]:

- рассчитывают и производят построение напорной характеристики  $H_{c_0} = f(Q)$  общего участка внешней сети до точки ветвления А (рис. 3.25, б);

- графическим вычитанием характеристики  $H_{c_0} = f(Q)$  участка сети из паспортной характеристики  $H = f(Q)$  насоса по линии равных напоров определяют приведенную к точке ветвления А напорную характеристику  $H_A = f(Q)$  насоса;

- рассчитывают и строят характеристики сети  $H_{c_1} = f(Q)$  и  $H_{c_2} = f(Q)$  соответствующих участков разветвления трубопроводов;

– графическим суммированием по оси расходов характеристик  $H_{c_1} = f(Q)$  и  $H_{c_2} = f(Q)$  определяют суммарную напорную характеристику разветвленного участка сети трубопроводов  $H_{c_{(1+2)}} = f(Q)$ .

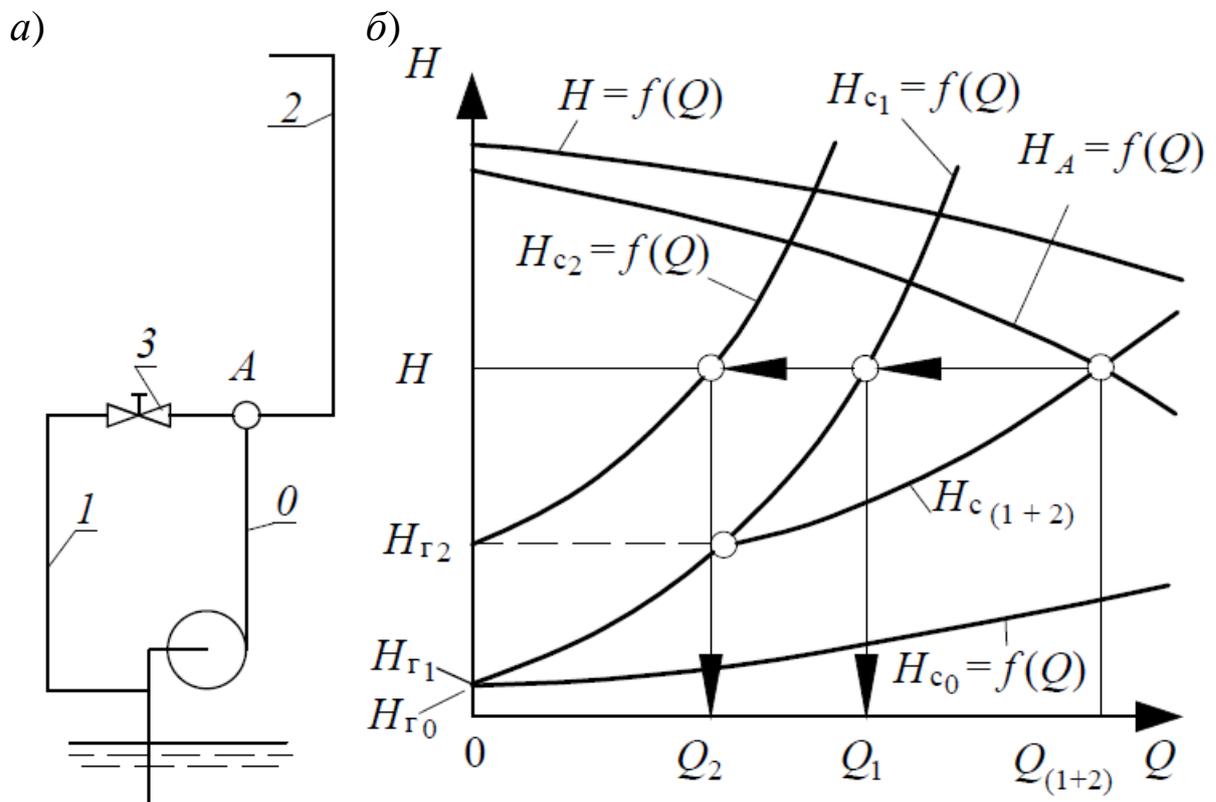


Рис. 3.25. Регулирование рабочего режима насоса перепуском части воды

Рабочий режим насосной установки определяют по точке пересечения суммарной характеристики сети  $H_{c_{(1+2)}} = f(Q)$  с приведенной к точке ветвления  $A$  напорной характеристикой насоса  $H_A = f(Q)$ . Обратным построением, как это показано стрелками на рис. 3.25, б, определяют расходы жидкости  $Q_1$  и  $Q_2$  по соответствующим трубопроводам ветвления.

### 3.1.7.6. Регулирование изменением количества напорных трубопроводов

Регулирование режимов работы достигается параллельным подключением резервной  $1$  ветви трубопровода к основному магистральному  $2$  (рис. 3.26, а) [1].

Суммарную напорную характеристику можно построить графически. Геометрическое сложение расхода необходимо произво-

дить при фиксированном значении напора. На рис. 3.26, б показано построение суммарной характеристики сети для двух параллельно включенных одинаковых трубопроводов диаметрами  $d_1 = d_2$ . Полученная характеристика внешней сети с сопротивлением  $R_{1+2}$  даст точку пересечения с характеристикой насоса и позволит определить параметры рабочего режима установки [3].

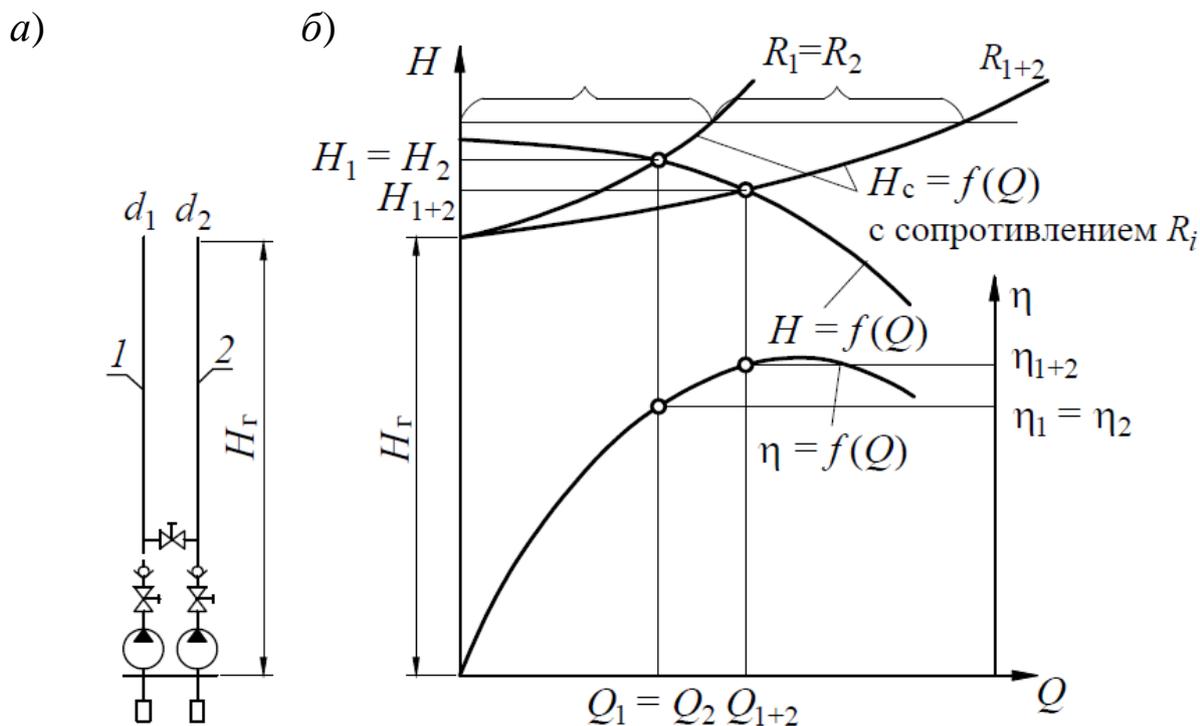


Рис. 3.26. Регулирование рабочего режима насоса подключением резервного напорного трубопровода к основному

Сравнивая данный режим с работой этого же насоса отдельно на магистральный трубопровод диаметром  $d_1$  (характеристика сети с сопротивлением  $R_1$ ), необходимо отметить увеличение производительности, снижение напора и повышение КПД (см. рис. 3.26), что является положительным результатом с точки зрения экономии энергии.

### 3.1.7.7. Регулирование изменением диаметра трубопровода

Регулирование рабочего режима при наличии в сети напорных трубопроводов разных диаметров можно осуществить переключением с одного 1 диаметра трубопровода на другой 2 посредством задвижек (рис. 3.27, а).

На рис. 3.27, б показано графическое построение характеристик двух трубопроводов с разными диаметрами ( $d_1 < d_2$ ). При уве-

личении диаметра трубопровода его напорная характеристика вы-  
полаживается, что ведет к увеличению подачи насоса [3].

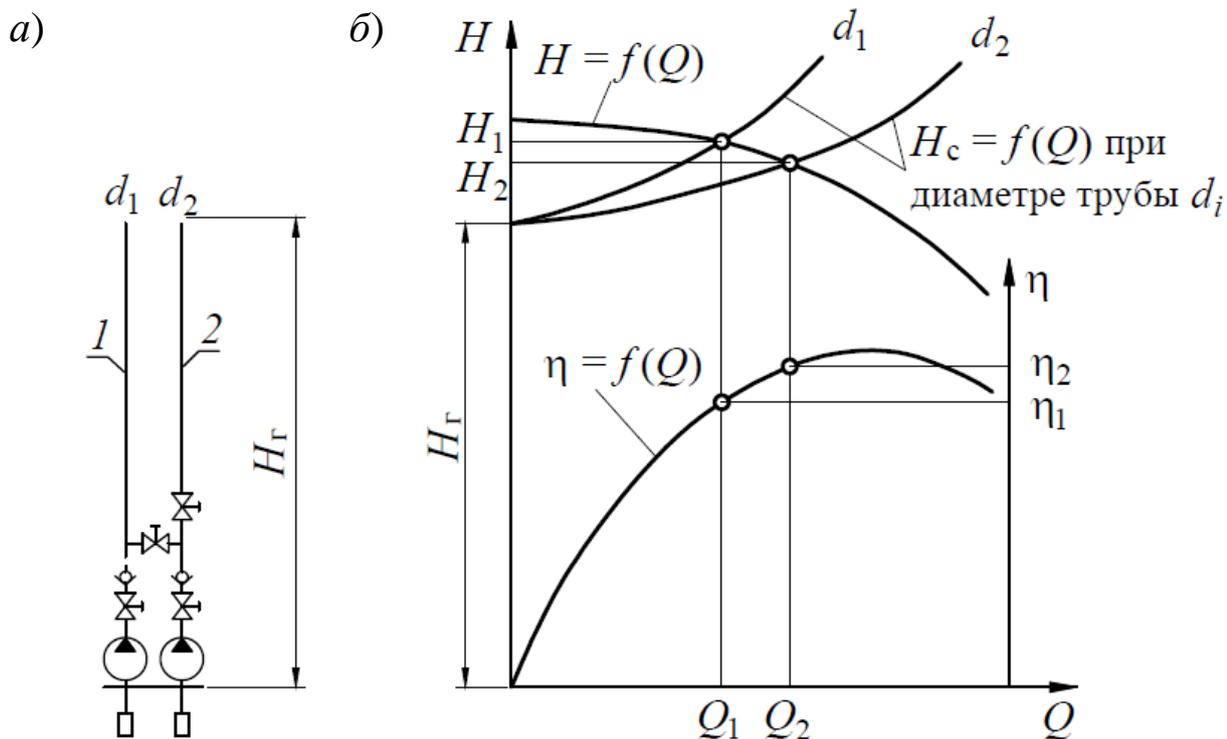


Рис. 3.27. Регулирование рабочего режима насоса изменением диаметра напорного трубопровода

### 3.1.7.8. Регулирование впуском атмосферного воздуха во всасывающий трубопровод

Впуск атмосферного воздуха (рис. 3.28, *a*) осуществляют посредством трубки 1 с прорезью 5, вмонтированной во всасывающий трубопровод 2 насоса 3 и снабженной регулировочным вентилем 4 [1]. Работа насоса на водовоздушной смеси, имеющей меньшую, чем вода, плотность, сопровождается значительным уменьшением его давления по сравнению с наблюдаемым при этом снижении сопротивления внешней сети. Поэтому рабочий режим смещается в область меньших подач (рис. 3.28, *б*). Кроме того, часть общего расхода насоса формирует воздух, выпускаемый в атмосферу при помощи специальных устройств (вантузов), смонтированных на его нагнетательной стороне. Это также отражается на уменьшении подачи воды насосом. Объем впускаемого в насос воздуха и пределы регулирования его производительности ограничены. При повышенном содержании воздуха в водовоздушной смеси увеличиваются пульсации давления и усиливается вибрация насосного агрегата,

сопровождающиеся появлением шума, схожего с кавитационным. Это обусловлено образованием застойных воздушных зон в проточной части насоса и периодическим запираем этими зонами его проточных каналов.

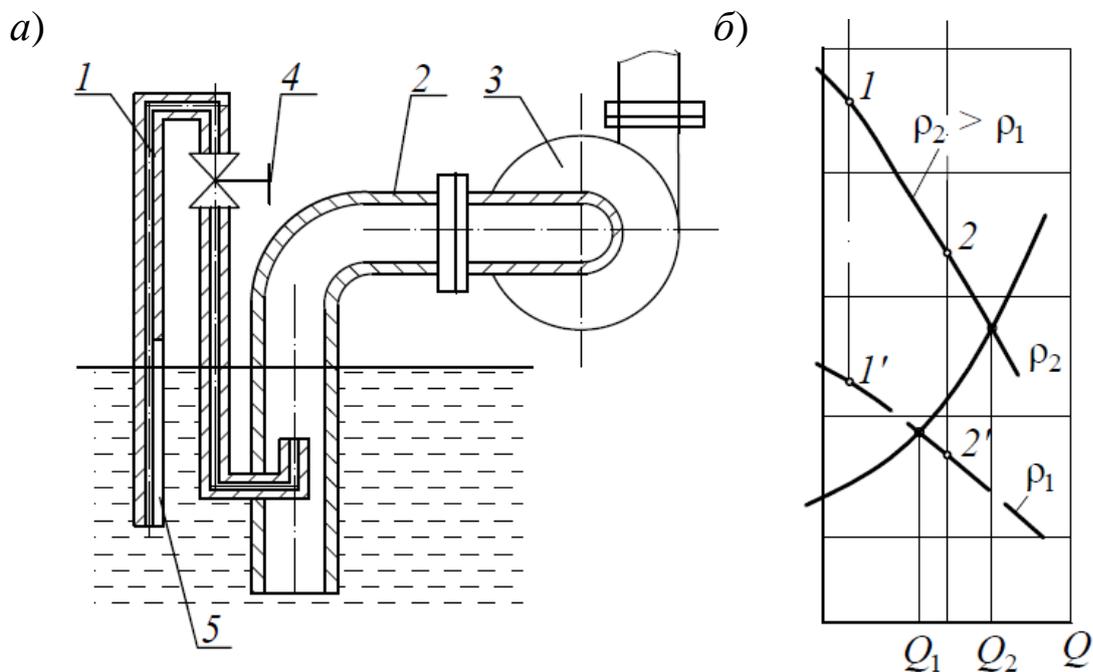


Рис. 3.28. К регулированию рабочего режима впуском атмосферного воздуха во всасывающий трубопровод насоса: *а* – схема впуска воздуха во всасывающий трубопровод; *б* – регулирование рабочего режима

В зависимости от величины вакуумметрической высоты всасывания насосной установки впуск воздуха может обеспечить уменьшение производительности насоса на 40 % без пульсационных явлений, что во многих случаях оказывается достаточным.

### 3.2. ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ СХЕМЫ ВОДООТЛИВНЫХ УСТАНОВОК

Технологические схемы водоотлива определяются глубиной и числом разрабатываемых горизонтов, способом и порядком обработки месторождений.

На практике применяются различные схемы водоотлива [20]. Схемы водоотлива при разработке месторождения на одном горизонте подразделяются на бесступенчатые (непосредственные) и ступенчатые.

Наиболее часто вода из всех выработок поступает в водосборник главной водоотливной установки, а затем насосами *1* транспор-

тируется на поверхность (рис. 3.29, *а*). Если глубина шахты превышает высоту максимального напора, создаваемого одним насосом, устанавливают несколько последовательно работающих насосов, расположенных в одной камере 2 (рис. 3.29, *б*), или применяют ступенчатую схему водоотлива (рис. 3.29, *в, г*).

В случае, показанном на рис. 3.29, *в*, водоотливные установки размещаются на разных горизонтах и имеют отдельные водосборники, что обеспечивает независимость их работы [20]. Насосы, арматура, трубопроводы работают под меньшим давлением, что создает бóльшую надежность и безопасность [26]. Недостаток – необходимость сооружения и поддержания промежуточного водосборника 3.

На рис. 3.29, *г* представлена схема последовательного включения насосов, находящихся на разных горизонтах без промежуточных водосборников, что усложняет условия работы установок, так как нижние насосы и арматура оказываются под высоким давлением [20]. Насосы верхнего горизонта должны быть рассчитаны на работу с подпором, величина которого при всех возможных в процессе эксплуатации изменениях сопротивлений трубопроводов или характеристик насосов исключает возможность появления вакуума во всасывающих патрубках верхних насосов, так как в последнем случае легко может быть превзойдена вакуумметрическая высота всасывания насоса. Сальниковое уплотнение вала насоса должно быть достаточно прочным, так как величина подпора может достигать значений порядка 1,5÷2,0 МПа [26]. Кроме этого, усложняется коммуникация трубопроводов из-за необходимости обеспечить подключение любой пары насосов. Главное достоинство данной схемы – отсутствие водосборника на промежуточном горизонте, стоимость которого обычно значительна.

Иногда участковые водоотливные установки, оборудованные вертикальными или горизонтальными насосами, откачивают воду на поверхность через скважины 4 (рис. 3.29, *д*).

Достоинствами непосредственных (см. рис. 3.29, *а, б*) водоотливов по сравнению со ступенчатыми (см. рис. 3.29, *в, г*) являются меньшие капитальные затраты и эксплуатационные расходы на водоотлив, облегчается надзор за установками. Однако необходимы насосы более высокого давления, трубы и арматура должны рассчи-

тиваться на высокое давление. Рекомендуется максимальную высоту ступени водоотлива принимать 600÷700 м [20].

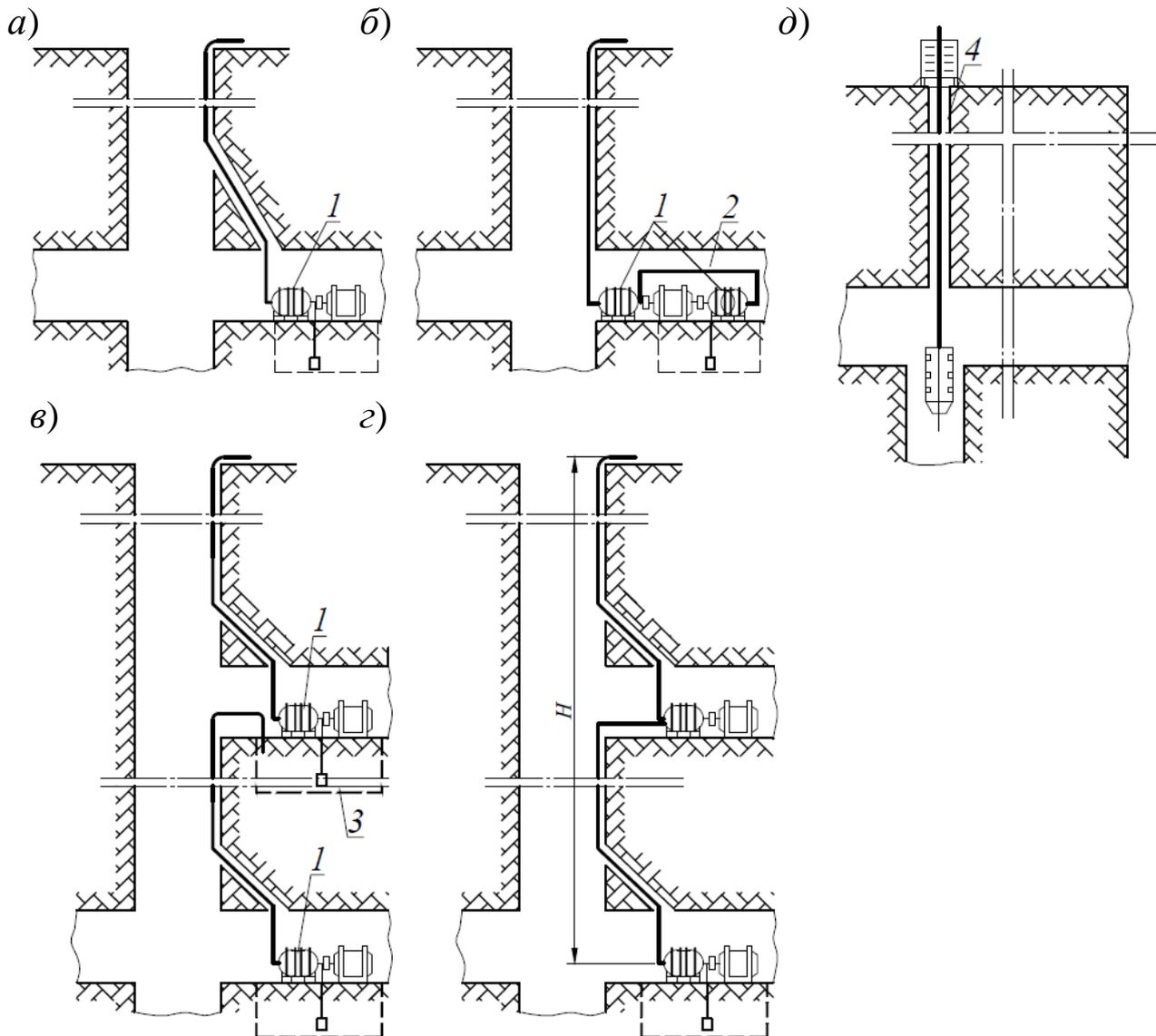


Рис. 3.29. Схемы водоотлива при разработке месторождений на одном горизонте: *a* – одним насосом; *б* – последовательно соединенными насосами; *в*, *г* – ступенчатая с и без промежуточного водосборника; *д* – через скважину

Схема водоотлива при разработке месторождения одновременно на нескольких горизонтах может быть непосредственной и с перепуском. Непосредственный водоотлив осуществляется установками:

- 1) расположенными на каждом горизонте (рис. 3.30, *a*);
- 2) откачивающими воду на поверхность на верхнем горизонте (рис. 3.30, *б*), при этом с нижних горизонтов вода подается вспомогательными насосами.

Водоотлив с перепуском осуществляется установками, расположенными:

1) на верхнем горизонте, в водосборник которого с нижнего горизонта насос подает воду (рис. 3.30, *в*);

2) на нижнем горизонте, в водосборник которого вода самотеком поступает со всех горизонтов (рис. 3.30, *г*);

3) на нижнем горизонте и откачивающими воду со всех горизонтов (рис. 3.30, *д*, *е*).

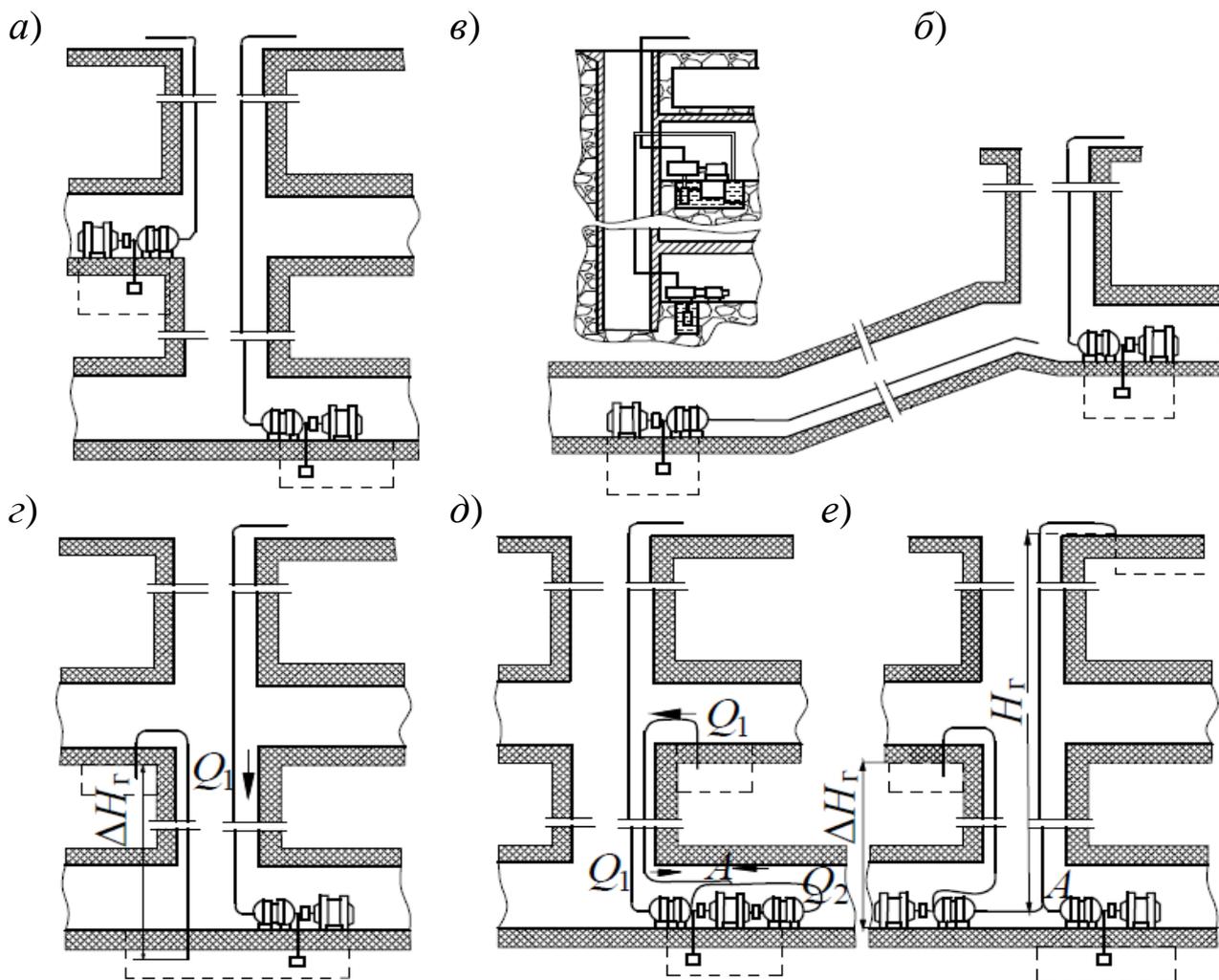


Рис. 3.30. Схемы водоотлива при разработке месторождений одновременно на двух горизонтах: *а* – откачка насосами с каждого горизонта; *б* – откачка главными насосами с верхнего горизонта и вспомогательным с нижнего; *в* – откачка насосами на поверхность с верхнего горизонта, в водосборник которого откачивает насос с нижнего горизонта; *г* – откачка насосами с нижнего горизонта, в водосборник которого вода с верхнего горизонта поступает самотеком; *д*, *е* – откачка насосами с нижнего горизонта, причем вода с верхнего горизонта подводится к всасывающей стороне насоса под напором

Выбор схемы определяется надежностью и экономичностью. В случае использования схемы рис. 3.30, *г* бесполезно тратится энергия воды верхнего горизонта, а в схемах рис. 3.30, *д*, *е* эта энергия используется за счет применения более сложной (вода под напором подводится по трубам к всасывающей стороне насосов) и, следовательно, менее надежной системы. Достоинством схемы рис. 3.30, *а* является независимость работы установок, но при этом требуется прокладывать в стволе большое количество трубопроводов. Последний недостаток устраняется в схеме рис. 3.30, *б*.

Выбор схемы зависит и от относительной величины притоков. Если притоки верхних горизонтов велики по сравнению с нижним, то предпочтение следует отдать схеме рис. 3.30, *в*. Наоборот, если притоки нижележащих горизонтов относительно велики, то целесообразнее использовать схему рис. 3.30, *г*.

Для водоотлива при проходке горных выработок применяются передвижные водоотливные установки [20]. Темпы проходки горных выработок в значительной степени зависят от правильного выбора водоотливных средств.

Проходческий водоотлив имеет следующие особенности:

- 1) переменный приток воды;
- 2) постоянное перемещение водоотливных средств, обусловленное производством взрывных работ и продвижением проходческого забоя;
- 3) переменная длина всасывающего и нагнетательного трубопроводов;
- 4) размещение водоотливной установки на ограниченной площади;
- 5) отсутствие водосборника и предварительной очистки воды от механических примесей;
- 6) водоотливная установка работает во влажной атмосфере.

Вышеперечисленные особенности работы проходческих установок определяют применение в качестве водоотливных средств насосов с износоустойчивыми деталями без сложных регулировочных устройств и не требующих особого ухода.

В качестве проходческих насосов применяют горизонтальные и вертикальные центробежные и винтовые насосы.

При притоках более  $30\div 40 \text{ м}^3/\text{ч}$  широко используют центробежные насосы [20]. При этом чаще используют вертикальные под-

весные насосы, которые монтируют на специальной раме и подвешивают на канате, а иногда и горизонтальные, устанавливаемые на подвесных полках. Для уменьшения притока воды в забой применяют предварительное осушение, а также улавливание воды в стволе выше забоя.

При притоках воды не более  $3\div 6 \text{ м}^3/\text{ч}$  применяют переносные низконапорные насосы для откачки в бадью, которая затем поднимается на поверхность для разгрузки.

Основные схемы водоотлива насосами при проходке стволов представлены на рис. 3.31. Одноступенчатая схема водоотлива с использованием подвешенного насоса 1 показана на рис. 3.31, а. Если глубина ствола больше напора насоса, применяют двухступенчатую схему водоотлива (рис. 3.31, б). Подвесной насос 1 подает воду в водосборник перекачной станции, оборудованной горизонтальными центробежными насосами 2, которые транспортируют ее на поверхность. Иногда применяют последовательную работу двух насосов (рис. 3.31, в) при достаточном сечении ствола.

На рис. 3.31, г показана двухступенчатая схема водоотлива с буферным баком. Забойный насос 1 подает воду в бак 2, откуда она с помощью подвешенного насоса 3 выдается на поверхность. Многоступенчатые схемы водоотлива (рис. 3.31, д) используют при проходке стволов глубоких шахт.

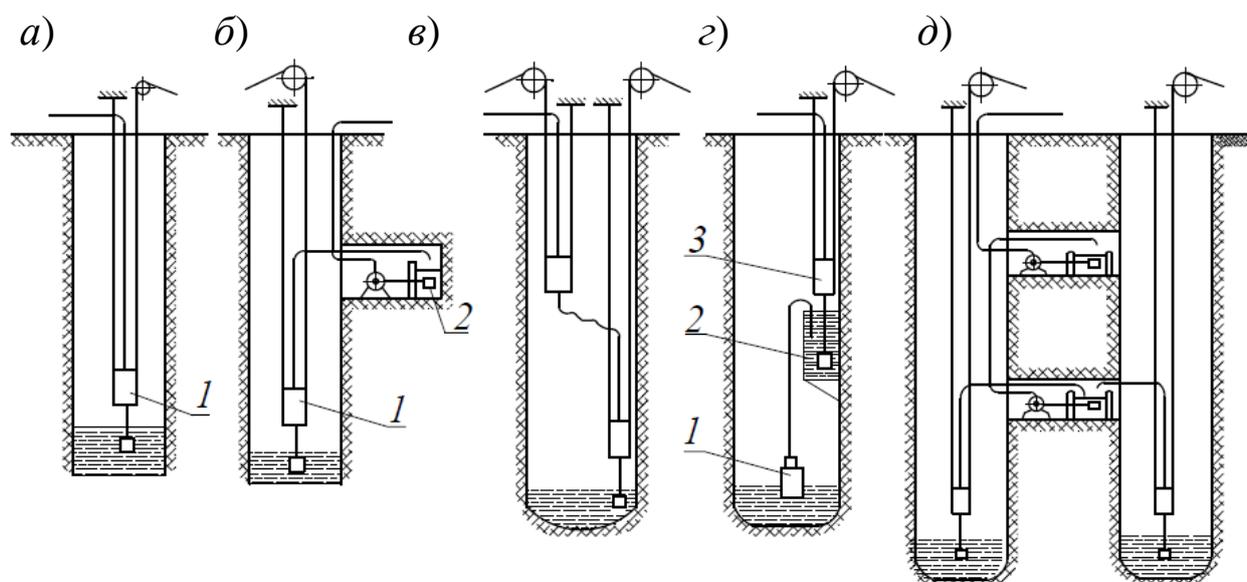


Рис. 3.31. Основные схемы водоотлива при проходке стволов:  
 а – одноступенчатая с подвесным насосом; б – двухступенчатая;  
 в – последовательная; г – двухступенчатая с буферным баком;  
 д – многоступенчатая

Насосы *1* располагаются в специальных горных выработках – насосных камерах (рис. 3.32) [12]. Из водосборника *4* вода через нишу (распределительный колодец) *3* и траншею *2* поступает в приемные колодцы, в которых закреплены всасывающие трубопроводы насосов.

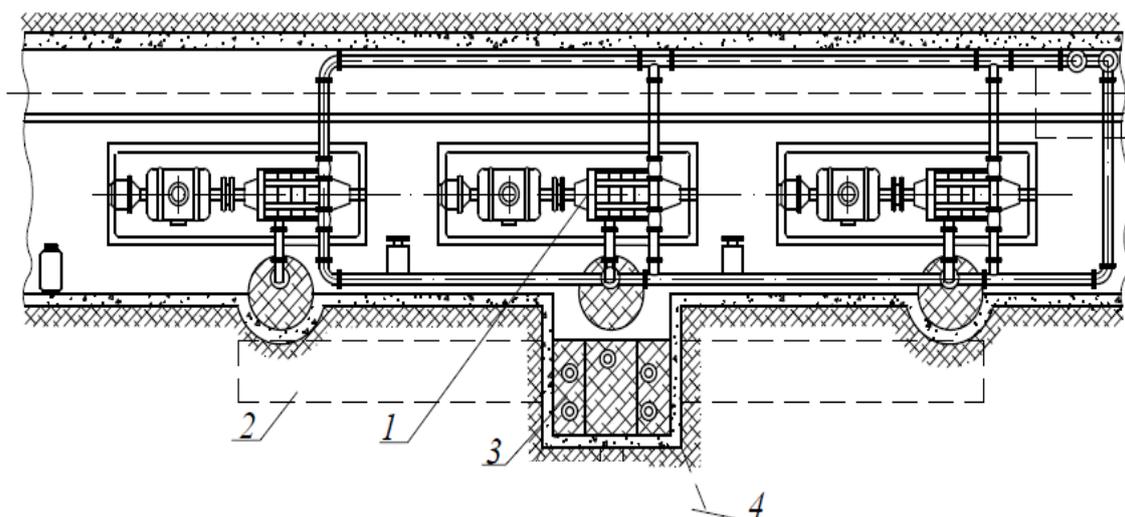


Рис. 3.32. Насосная камера

Насосная камера *1* (рис. 3.33) наклонным ходком *2* соединяется с околоствольным двором *6* и трубо-кабельным ходком *3* – со стволом *4*. Из водосборников *5* вода поступает к распределительному колодцу *7*, который через коллектор *8* и трубы *9* с задвижками *10* соединяется со всасывающими колодцами *11* отдельных насосов. Обычно насосная камера располагается на свежей струе в околоствольном дворе и примыкает к подземной подстанции. Камера главного водоотлива отделяется от камеры подстанции огнестойкой перемышкой с противопожарной дверью. В ходке в околоствольный двор устанавливается или решетчатая дверь, или герметично закрывающаяся дверь (для шахт с большим водопритоком) для закрывания камеры в период нормальной работы и герметичная противопожарная дверь. Для предохранения насосов от затопления почва насосной камеры должна быть выше отметки точки сопряжения квершлага или коренного штрека с околоствольным двором не менее чем на 0,5 м [27]. Кроме того, почву камеры выполняют из бетона с уклоном  $0,002 \div 0,005$  в сторону колодцев [26].

В водосборнике происходит осветление воды; так как скорость движения воды небольшая ( $2 \div 5$  м/с), механические примеси оседают на дно. Продолжительность процесса отстаивания воды  $6 \div 12$  ч.

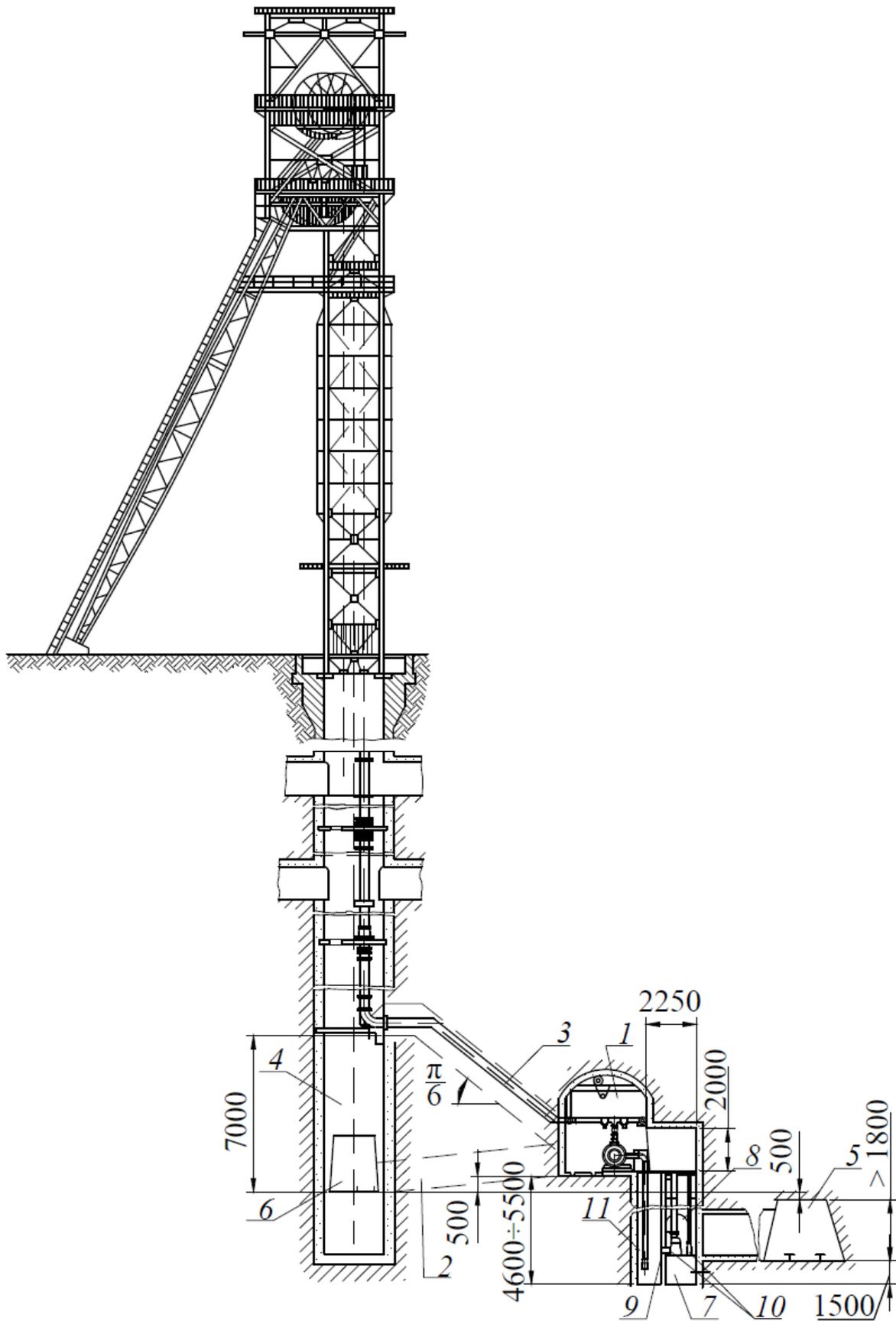


Рис. 3.33. Технологическая схема главной водоотливной установки

Разность уровней почвы камеры и почвы водосборника для надежного всасывания не должна превышать 5,5 м. Водосборники имеют одностороннее или двустороннее расположение относительно насосной камеры. Выработки водосборников пройдены наклонно: при сопряжении с откаточной выработкой уровни их совпадают, при сопряжении с камерой уровень их ниже на 5÷6 м уровня почвы насосной камеры.

Для герметизации камеры вода из водосборника в колодцы насосов поступает по сливным трубам с задвижками, позволяющими регулировать расход. Задвижки снабжены маховиками, выведенными при помощи шпindelных удлинителей на уровень почвы камеры. Задвижки позволяют закрыть доступ воды к насосам из водосборников или открыть доступ воды к всасывающему колодцу из одного, второго или сразу обоих водосборников.

Колодцы для всасывающих трубопроводов круглые, укреплены бетоном, причем стенка колодца должна находиться от фундамента насосной установки на расстоянии не менее 200 мм. Для осветления воды перед поступлением ее в насосы дно колодца должно находиться на 1÷1,5 м ниже почвы водосборника.

Камеры могут располагаться выше (см. рис. 3.33) или ниже (рис. 3.34) уровня воды в водосборнике.

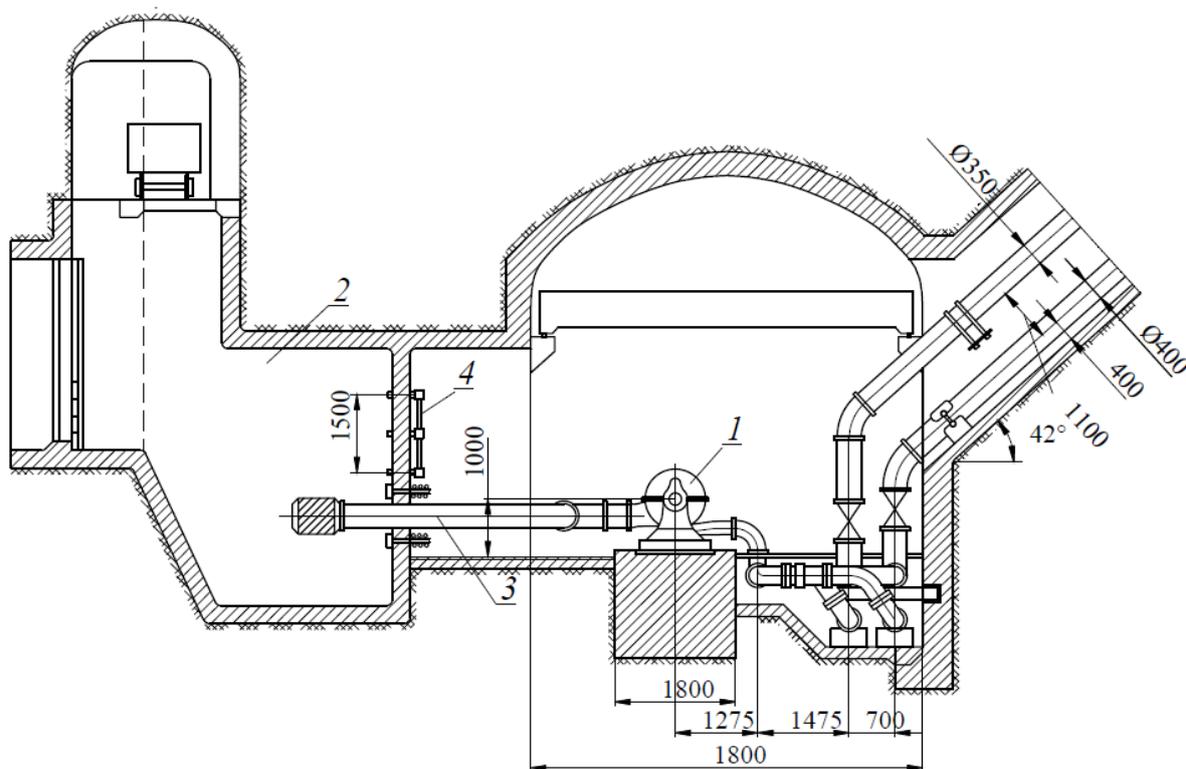


Рис. 3.34. Заглубленная насосная камера

В заглубленных станциях вода из водосборника 2 поступает через приемный водопровод 3 в насос 1. При создании заглубленных насосных камер сталкиваются с трудностями герметизации перемычек 4 и стенок, затрудняется доставка оборудования и вентиляция камеры, увеличиваются капитальные затраты на сооружение камеры.

Между насосными агрегатами в камере должны быть оставлены проходы не менее 0,8 м, необходимые для монтажа и ремонта. Со стороны стен камер оставляют монтажные проходы шириной не менее 0,5 м [26].

### 3.3. ТРЕБОВАНИЯ ПРАВИЛ БЕЗОПАСНОСТИ К ВОДООТЛИВНЫМ УСТАНОВКАМ

Представлены выдержки из федеральных норм и правил в области промышленной безопасности «Правила безопасности при ведении горных работ и переработке твердых полезных ископаемых».

#### IV. Ведение горных работ подземным способом

516. Главные и участковые водоотливные установки должны иметь водосборники, состоящие из двух выработок и более.

Емкость водосборников главного водоотлива должна быть рассчитана не менее чем на 4-часовой нормальный приток, а участковых – на 2-часовой приток. Водосборники водоотливных установок дренажных шахт должны рассчитываться на 2-часовой приток.

517. Главные водоотливные установки шахты с притоком воды более 50 м<sup>3</sup>/ч должны быть оборудованы не менее чем тремя насосными агрегатами. Для шахт с притоком воды, превышающим производительность одного насосного агрегата, число резервных и ремонтных агрегатов должно приниматься в соответствии с табл. 3.1.

Таблица 3.1

#### Определение числа рабочих, резервных и ремонтных агрегатов

Общее число насосных агрегатов	В том числе		
	в работе	в резерве	в ремонте
4	2	1	1
5	3	1	1
7	4	2	1
8	5	2	1
9	6	2	1
11	7	3	1

518. Производительность рабочих насосов водоотливных установок должна обеспечивать откачку нормального суточного притока не более чем за 20 ч. При проходке стволов количество насосов и их производительность определяются проектом.

Главная водоотливная установка должна быть оборудована не менее чем двумя водоотливными трубопроводами, из которых один является резервным. Рабочие трубопроводы должны быть рассчитаны на полную производительность насосной установки.

Нагнетательные трубопроводы в насосной камере должны быть окольцованы и снабжены задвижками, позволяющими переключать насосные агрегаты на любой из трубопроводов.

519. Главная водоотливная установка должна осматриваться не реже одного раза в неделю главным механиком шахты или его заместителем.

Не реже одного раза в 6 месяцев должны производиться замеры притока воды в шахте и полный ее химический анализ [40].

#### V. Ведение горных работ открытым способом

553. При главной водоотливной установке должен быть водосборник. Вместимость водосборника при открытом водоотливе должна рассчитываться не менее чем на трехчасовой приток.

554. Суммарная производительность рабочих насосов водоотливной установки должна обеспечить в течение не более 20 ч откачку максимально ожидаемого суточного притока воды. Установка должна иметь резервные насосы с суммарной производительностью, равной  $20 \div 25$  % рабочих насосов.

556. Водоотливные установки в районах с отрицательной температурой воздуха должны быть утеплены перед зимним периодом.

### 3.4. МЕТОДИКА РАСЧЕТА ВОДООТЛИВНОЙ УСТАНОВКИ

#### 3.4.1. Исходные данные

При проектировании главной шахтной водоотливной установки к исходным данным относят следующие параметры:  $H_{\text{ш}}$  – глубина расположения околоствольного двора рабочего горизонта относительно поверхности земли, м;  $Q_{\text{н}}$  – нормальный часовой приток воды в горные выработки рабочего горизонта шахты, м<sup>3</sup>/ч;  $Q_{\text{max}}$  – максимальный часовой приток воды, м<sup>3</sup>/ч [3].

### 3.4.2. Определение расчетной производительности насоса

Расчетную подачу ( $\text{м}^3/\text{ч}$ ) насоса определяют как

$$Q_{\text{рн}} = 1,2Q_{\text{max}}. \quad (3.27)$$

### 3.4.3. Ориентировочный напор насоса

Ориентировочный напор (м) насоса определяют для шахт, вскрытых вертикальными стволами, как

$$H_{\text{рн}} = (1,05 \div 1,10)H_{\text{г}}, \quad (3.28)$$

где  $H_{\text{г}} = H_{\text{ш}} + H_{\text{вс}} + h_{\text{п}}$  – геометрическая высота всасывания, м;  $H_{\text{вс}}$  – ориентировочная высота всасывания, м;  $h_{\text{п}}$  – превышение трубопроводом уровня дневной поверхности, м.

Принимают  $H_{\text{вс}} = 3,0 \div 4,0$  м и  $h_{\text{п}} = 0,5 \div 1,0$  м.

### 3.4.4. Выбор типоразмера насоса

Для водоотливных установок шахт, как правило, применяют центробежные секционные насосы типа ЦНС (ЦНСШ). Выбор типоразмера насоса производят по графикам рабочих зон [3]. По точке, нанесенной на график рабочих зон с координатами  $Q_{\text{рн}}$ ;  $H_{\text{рн}}$ , выбирают типоразмер насоса ЦНС.

Число (шт.) рабочих колес (ступеней) определяют по формуле

$$z_{\text{к}} = \frac{H_{\text{рн}}}{H_{\text{1к}}}, \quad (3.29)$$

где  $H_{\text{1к}}$  – напор, создаваемый одним рабочим колесом, при подаче, близкой к расчетной  $Q_{\text{рн}}$ , м.

Число рабочих колес округляют до целого числа в большую сторону, если остаток более  $0,10 \div 0,15$ . В противном случае можно обойтись меньшим числом колес.

Число (шт.) насосов в рабочей группе определяют по формуле

$$n_{\text{р}} = \frac{Q_{\text{рн}}}{Q_{\text{1max}}}, \quad (3.30)$$

где  $Q_{\text{1max}}$  – максимальная подача одного насоса в пределах зоны его промышленного использования,  $\text{м}^3/\text{ч}$ .

Число насосов в рабочей группе округляют до целого числа при  $n_p \leq 1,2$  в меньшую сторону, при  $n_p > 1,2$  – в большую сторону.

Число насосов в резервной группе  $n_{рез}$  и находящихся в ремонте  $n_{рем}$  принимают согласно табл. 3.1. Общее число (шт.) насосных агрегатов в главной водоотливной установке

$$n_H = n_p + n_{рез} + n_{рем}. \quad (3.31)$$

### 3.4.5. Проверка устойчивости режима работы насоса

Рабочая точка насоса должна находиться в зоне устойчивости. Устойчивость режима работы оценивают выполнением условия

$$0,95 z_k H_{10} \geq H_r, \quad (3.32)$$

где  $H_{10}$  – напор на одно колесо выбранного типоразмера насоса при нулевой производительности, м.

Если условие устойчивости не выполняется, тогда число рабочих колес насоса увеличивают на единицу и повторяют расчет.

### 3.4.6. Выбор коллектора

Схема коллектора установки зависит от числа напорных трубопроводов и насосных агрегатов [3].

### 3.4.7. Расчет диаметра трубопровода

Диаметр индивидуального трубопровода определяют по расчетной подаче одного насосного агрегата или группы агрегатов, обеспечивающих откачку максимального притока не более чем за 20 часов. В шахтных установках для параллельной работы двух насосов предусматривают один индивидуальный трубопровод.

Предварительно расчетный внутренний диаметр (м) трубопровода определяют по формуле

$$d_{рв} = 0,0188 \sqrt{\frac{Q_{рн}}{c}}, \quad (3.33)$$

где  $c$  – скорость движения воды в трубопроводе (принимают для нагнетательного трубопровода –  $1,5 \div 2,5$  м/с, всасывающего –  $1,0 \div 1,5$ ), м/с.

Диаметр всасывающего трубопровода принимают больше расчетного значения  $d_{рв}$ , но не больше, чем диаметр всасывающего

патрубка насоса на 25÷50 мм. В противном случае предусматривают конфузор.

### 3.4.8. Определение толщины стенки трубопровода

Толщину стенки напорного трубопровода определяют с учетом условий прочности по максимальному давлению воды, срока службы трубопровода и интенсивности износа его внутренней и наружной поверхностей.

Расчетное давление в трубопроводе (Па) принимают на 25 % больше рабочего и для нижнего сечения напорного трубопровода определяют по формуле

$$P_p = 1,25\rho gH_H, \quad (3.34)$$

где  $\rho$  – плотность воды (после осветления в водосборнике шахты  $\rho = 1020 \text{ кг/м}^3$ ),  $\text{кг/м}^3$ ;  $H_H$  – напор, создаваемый одним насосом при откачке максимального притока, м.

Для всасывающего трубопровода за расчетное давление принимают статическое давление 0,1 МПа.

Расчетная толщина (м) стенки трубы из условия прочности

$$\delta_0 = \frac{P_p d_{\text{рв}}}{0,8\sigma_{\text{вр}}}, \quad (3.35)$$

где  $\sigma_{\text{вр}}$  – временное сопротивление материала трубы разрыву (для стали марки Ст3  $\sigma_{\text{вр}} = 300 \cdot 10^6$ , для стали марки 10  $\sigma_{\text{вр}} = 400 \cdot 10^6$ ), Па.

Толщина стенки (м) трубы с учетом ее срока службы  $T$

$$\delta_T = (\alpha_H + \alpha_B)10^{-3}T, \quad (3.36)$$

где  $\alpha_H$  и  $\alpha_B$  – скорости коррозионного износа наружной и внутренней поверхностей стенки трубопровода, мм/г.

Принимают  $\alpha_H = 0,05 \div 0,25$  мм/г и  $\alpha_B = 0,05 \div 0,40$  мм/г.

Расчетную толщину (м) стенки трубопровода с учетом минусового допуска на толщину стенки определяют по формуле

$$\delta_p = \frac{\delta_0 + \delta_T}{1 - k_d}, \quad (3.37)$$

где  $k_d$  – допустимое уменьшение толщины стенки ( $k_d = 0,10 \div 0,15$ ).

### 3.4.9. Выбор труб

Наружный расчетный диаметр (м) трубопровода

$$d_{рн} = d_{рв} + 2\delta_p. \quad (3.38)$$

По ГОСТ 8732–78 производят выбор труб для всасывающего и нагнетательного трубопроводов с наружным диаметром, ближайшим к расчетному, и толщиной стенки не менее расчетной. Записывают обозначение труб согласно ГОСТу.

Например, стальную бесшовную горячедеформированную трубу с наружным диаметром  $d_n$  (мм), толщиной стенки  $\delta$  (мм), длиной кратной 1250 мм, обычной точности изготовления, из стали марки 10, изготавливаемой по группе Б ГОСТ 8731–74, обозначают

$$\text{Труба } \frac{d_n \times \delta \times 1250 \text{ кр. ГОСТ 8732} - 78}{\text{Б 10 ГОСТ 8731} - 74}.$$

Внутренний диаметр (м) выбранной по ГОСТу трубы

$$d_v = d_n - 2\delta. \quad (3.39)$$

### 3.4.10. Определение скорости движения воды

Расчетную скорость (м/с) воды в выбранных стандартных трубах всасывающего и напорного трубопроводов определяют как

$$c_p = \frac{Q_{рн}}{3600 \frac{\pi d_v^2}{4}}. \quad (3.40)$$

### 3.4.11. Определение гидравлических потерь в трубопроводе

Составляют расчетную схему включения насоса на трубопровод с учетом принятого трубного коллектора и расстановки оборудования в насосной станции.

Расчетную схему составляют для насоса, имеющего наибольшие длины всасывающего и нагнетательного трубопроводов в пределах насосной станции и наибольшее количество местных сопротивлений при движении воды по коллектору. Этот прием обеспечивает повышение надежности и устойчивости работы установки в условиях интенсивного износа трубопровода, что характерно для горных предприятий.

Потери напора в трубопроводе (м) определяют по уравнению Дарси – Вейсбаха

$$h = \left[ \lambda \frac{L}{d_B} + \sum (n_i \xi_i) \right] \frac{c_p^2}{2g}, \quad (3.41)$$

где  $\lambda$  – коэффициент гидравлического трения по длине трубопровода;  $L$  – суммарная длина прямолинейных участков трубопровода;  $n_i$  – количество  $i$ -х местных сопротивлений;  $\xi_i$  – коэффициент гидравлического трения  $i$ -го местного сопротивления.

Коэффициент гидравлического трения по длине определяют по формуле проф. Ф. А. Шевелева

$$\lambda = \frac{0,021}{d_B^{0,3}}. \quad (3.42)$$

### 3.4.12. Уравнение характеристики сети

Для водоотливных установок уравнение характеристики трубопровода в общем случае имеет вид

$$H = H_r + RQ^2, \quad (3.43)$$

где  $R$  – коэффициент гидродинамического сопротивления трубопровода,  $\text{ч}^2/\text{м}^5$ .

Величину  $R$  рассчитывают через потери напора и расход воды:

$$R = \frac{\sum h}{Q^2}. \quad (3.44)$$

Для построения характеристики сети табулируют уравнение (3.43) от 0 до  $1,4Q$  с шагом  $0,2Q$ .

### 3.4.13. Определение рабочего режима насоса

Параметры рабочего режима определяют путем наложения характеристики сети на характеристику выбранного насоса с учетом количества колес. Точка пересечения будет определять параметры рабочего режима ( $Q$ ;  $H$ ). Для определения КПД  $\eta$  насоса проводят вертикальную линию до пересечения с кривой КПД, допускаемой высоты всасывания – с кривой  $H_{\text{вс}}^{\text{доп}}$ .

### 3.4.14. Определение мощности двигателя насоса

Расчетную мощность (Вт) двигателя определяют по формуле

$$N_p = k \frac{\rho g Q H}{3600 \eta}, \quad (3.45)$$

где  $k$  – резерв мощности (принимают 1,1÷1,3).

По каталогу выбирают электродвигатель ближайшей большей мощности и с частотой вращения, равной частоте вращения вала выбранного насоса.

### 3.4.15. Определение продолжительности работы насосной установки

Продолжительность (ч) работы насоса для откачивания нормального и максимального притоков воды в горные выработки определяют соответственно как

$$t_H = \frac{24 Q_H}{Q} < 20; \quad t_{\max} = \frac{24 Q_{\max}}{Q} < 20. \quad (3.46)$$

В случае  $t_{\max} > 20$  ч рассматривают совместную работу двух насосов на общий трубопровод с построением характеристики совместной работы. Точка пересечения характеристики сети с характеристикой совместной работы определит рабочий режим двух работающих параллельно насосов.

### 3.4.16. Определение максимальной геометрической высоты всасывания

Максимальную геометрическую высоту всасывания определяют по формуле

$$H_{ГВ_{\max}} = H_{ВС}^{\text{доп}} - h_B - \frac{c_{pB}}{2g}, \quad (3.47)$$

где  $h_B$  – потери напора во всасывающем трубопроводе, м;  $c_{pB}$  – расчетная скорость движения воды во всасывающем трубопроводе, м/с.

Если  $H_{ГВ_{\max}} < H_{ВС}$ , следует, например, установить во всасывающий трубопровод гидроэлеватор.

### 3.4.17. Расчет гидроэлеватора

Увеличение всасывающей способности (м) насоса определяют по формуле, предложенной Всесоюзным научно-исследовательским институтом гидротехники и мелиорации (ВНИИГиМ):

$$\Delta H = \frac{Q_3^2}{gF_H^2} \left( \frac{F_H \rho}{F_3 \rho_3} \cos \alpha - 2 \frac{Q}{Q_3} - 1 \right), \quad (3.48)$$

где  $Q_3$  – расход воды через насадок гидроэлеватора,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;  $F_H$  – сечение всасывающего трубопровода насоса,  $\text{м}^2$ ;  $F_3$  – сечение насадки гидроэлеватора,  $\text{м}^2$ ;  $\alpha$  – угол входа струи во всасывающий трубопровод (принимают  $\alpha = 0^\circ$ ), град;  $\rho_3$  – плотность воды подаваемой через гидроэлеватор (как правило,  $\rho_3 = \rho$ ),  $\text{кг}/\text{м}^3$ .

Потери напора (м) во всасывающем трубопроводе определяют

$$\Delta H = H_{\text{BC}}^{\text{доп}} - H_{\text{ГВ}}^{\text{max}}. \quad (3.49)$$

Сечение ( $\text{м}^2$ ) всасывающего трубопровода насоса:

$$F_H = \frac{\pi d_{\text{ВВС}}^2}{4}. \quad (3.50)$$

Схема установки гидроэлеватора показана на рис. 3.35. В случае подачи воды к гидроэлеватору от насоса (см. рис. 3.35, а), расход воды через насадок гидроэлеватора, равен подаче выбранного вспомогательного насоса.

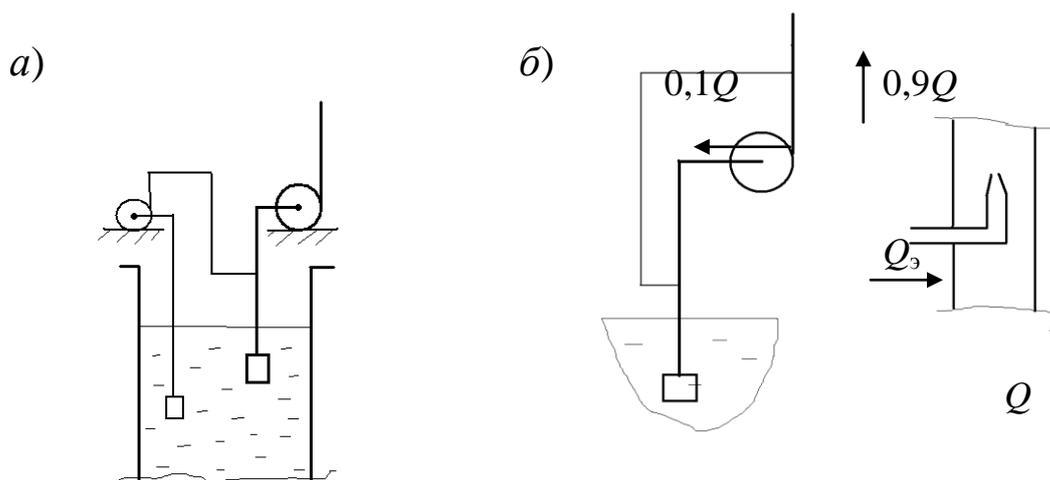


Рис. 3.35. Схема установки гидроэлеватора с подачей воды:  
а – от вспомогательного насоса; б – от напорного трубопровода

Если гидроэлеватор подключен к трубопроводу согласно схеме, показанной на рис. 3.35, б, то расход воды ( $\text{м}^3/\text{с}$ ) для гидроэлеватора

$$Q_3 = 0,1Q. \quad (3.51)$$

Диаметр (м) трубопровода для подвода воды к насадке гидроэлеватора:

$$d_{\text{вгэ}} = d_{\text{вн}} \sqrt{\frac{Q_3}{Q}}. \quad (3.52)$$

Следует выбрать по ГОСТу трубы. Далее подставляют известные величины в формулу (3.48) и выражают  $F_3$  ( $\text{м}^2$ ).

Диаметр (м) насадки гидроэлеватора

$$d_{\text{нас гэ}} = \sqrt{\frac{4F_3}{\pi}}. \quad (3.53)$$

Дополнительно гидроэлеватор можно применить для заливки насоса.

### 3.4.18. Расчет объема водосборника

Объем ( $\text{м}^3$ ) шахтных водосборников определяют по формуле

$$V_{\text{в}} \geq 4Q_{\text{max}}. \quad (3.54)$$

## КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Как графически определить режим работы совместно работающих турбомашин, установленных последовательно (параллельно) рядом (или на расстоянии друг от друга)?
2. Каким образом компенсируется осевое усилие в насосах типа ЦНС?
3. Каким образом исключается подсос воздуха по валу в насосах типа ЦНСШ?
4. Указать назначение водосборников.

## ГЛАВА 4. ВЕНТИЛЯТОРНЫЕ УСТАНОВКИ

### 4.1. КЛАССИФИКАЦИЯ ВЕНТИЛЯТОРНЫХ УСТАНОВОК. ТЕНДЕНЦИЯ РАЗВИТИЯ УСТРОЙСТВА ВЕНТИЛЯТОРОВ

Вентиляторная установка включает вентилятор и подсоединенные к нему электродвигатель, входные и выходные устройства (подводящие каналы, диффузор, выходная часть, вспомогательные устройства для переключения и реверсирования воздушной струи), пускорегулирующую и контролируемую аппаратуру, звукопоглощающие устройства [12].

Вентиляторные установки классифицируют по ряду признаков.

1. По назначению:

– главные вентиляторные установки, предназначенные для проветривания действующих выработок шахты, за исключением глухих (тупиковых) забоев; они размещаются на поверхности у устьев герметически закрытых стволов или штолен и пропускают весь воздух, проходящий по шахте или ее крылу;

– вспомогательные вентиляторные установки, предназначенные для проветривания стволов и капитальных выработок при их проходке, камер и выработок околоствольного двора при эксплуатации шахт, а также отдельных участков действующих выработок шахты, за исключением глухих (тупиковых) забоев; они располагаются на поверхности вблизи ствола или шурфа;

– вентиляторные установки местного проветривания, предназначенные для проветривания тупиковых выработок, как правило, нагнетанием свежего воздуха по вентиляционным рукавам. Разнообразием вентиляторов местного проветривания являются проходческие вентиляторы. Они устанавливаются на поверхности и нагнетают по трубам свежий воздух в забои [9].

2. По схеме проветривания:

– центральная схема проветривания, характеризующаяся расположением воздухоподающего и воздуховыдающего стволов в центре шахтного поля.

Различают центрально-сдвоенную схему (рис. 4.1, а), при которой расстояние между стволами находится в пределах 30÷100 м (схема применяется при глубине разработки более 200 м), и центрально-отнесенную (рис. 4.1, б), если стволы располагаются на

значительном расстоянии один от другого (схема применяется при отработке верхней части шахтного поля) [9];

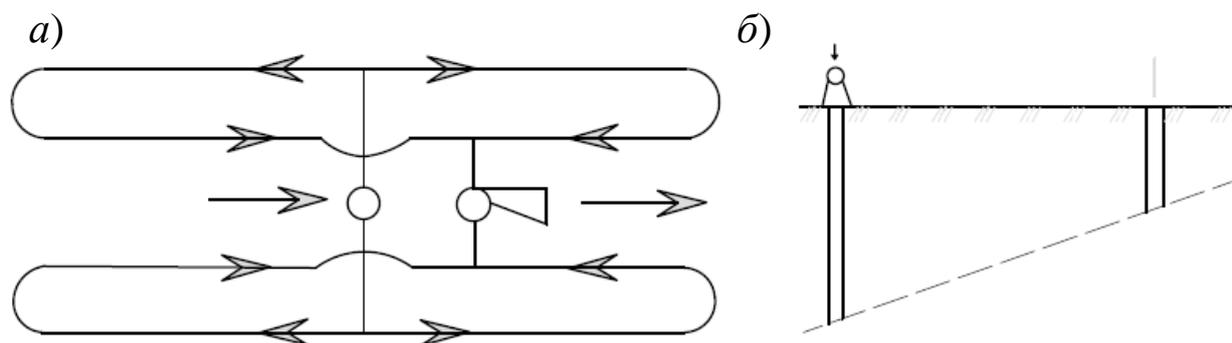


Рис. 4.1. Центральная схема проветривания шахты:  
*а* – центрально-сдвоенная; *б* – центрально-отнесенная

– диагональная (фланговая), которую применяют при вскрытии шахтного поля в центре и на границах (рис. 4.2, *а*). В центре шахтного поля располагаются один или два ствола (как правило, воздухоподающие), а на границах шахтного поля – фланговые стволы (как правило, воздухоотводящие) [9];

– комбинированная, в которых в качестве воздухоподающего используется центральный ствол, а в качестве воздухоотводящих – центральные и фланговые стволы (рис. 4.2, *б*) [9].

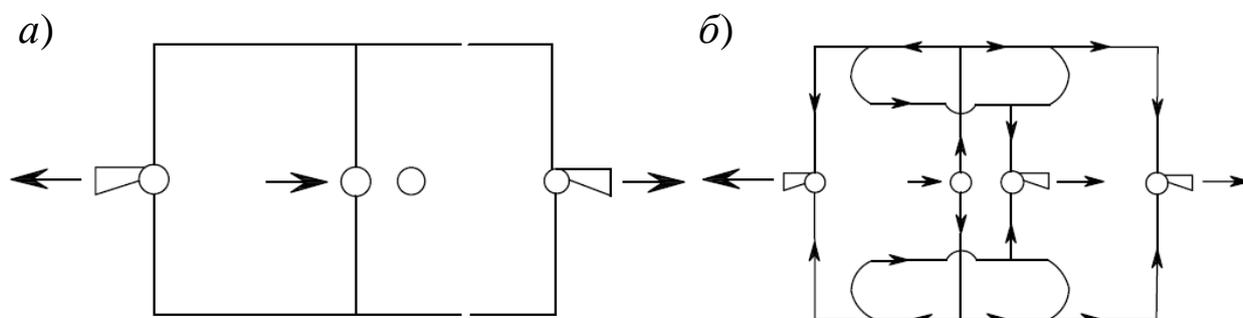


Рис. 4.2. Схема проветривания шахты:  
*а* – диагональная (фланговая); *б* – комбинированная

### 3. По способу проветривания:

– нагнетательные. Установки главного проветривания с вентиляторами, работающими на нагнетание, создают в горных выработках давление, превышающее атмосферное. Нагнетательное проветривание допускается только для негазовых шахт и лишь как исключение – для неглубоких шахт первой категории по газу [5];

– всасывающие. Всасывающие вентиляторы, отсасывая из забоев и горных выработок воздух, содержащий вредные примеси, газы и пыль, создают в горных выработках разрежение. В шахтах, опасных по газу и пыли, должна применяться всасывающая вентиляция [5]. На угольных шахтах, опасных по газу, применение всасывающего способа рекомендуется в связи с тем, что после аварийной остановки главного вентилятора повышается давление воздуха в шахте и на короткий отрезок времени задерживается выделение метана из выработанных пространств и открытых трещин [8]. Однако всасывающий способ проветривания имеет весьма существенный недостаток – при нем создаются большие подсосы воздуха через зоны обрушения;

– комбинированные (нагнетательно-всасывающие). При этом способе количество воздуха, поступающего в шахту в результате работы нагнетательного вентилятора, должно быть не меньше количества воздуха, выдаваемого из шахты всасывающими вентиляторами [26]. Способ применяется на шахтах при значительной протяженности горных выработок и разработке самовозгорающихся углей [9]. Комбинированный способ проветривания является наиболее надежным. При аварийной остановке нагнетательных вентиляторов шахта проветривается с помощью всасывающих и наоборот [8].

4. По типу используемых вентиляторов [21, 34]:

- осевые (ВО, ВОД, ВО-АР, ВО-АН, ВО-К, ВДК);
- центробежные (ВЦ, ВЦД).

5. По количеству ступеней вентилятора [21, 34]:

- одноступенчатые (ВО, ВО-АР, ВО-АН);
- двухступенчатые (ВОД, ВДК).

6. По ориентации вала вентилятора в пространстве:

- горизонтальные;
- вертикальные.

7. По величине создаваемого давления (согласно ГОСТ 11004–84):

- номинальное давление  $1 \div 4$  кПа – осевые вентиляторы;
- номинальное давление  $2,5 \div 7,1$  кПа – центробежные вентиляторы.

торы.

8. По типу привода:

- с электроприводом;
- с пневмоприводом (вентиляторы местного проветривания).

### Тенденции развития устройства вентиляторов

В настоящее время разработаны вентиляторы типа ВО-К, лопасти 2 (рис. 4.3) рабочего колеса 1 которого выполнены сдвоенными [45].

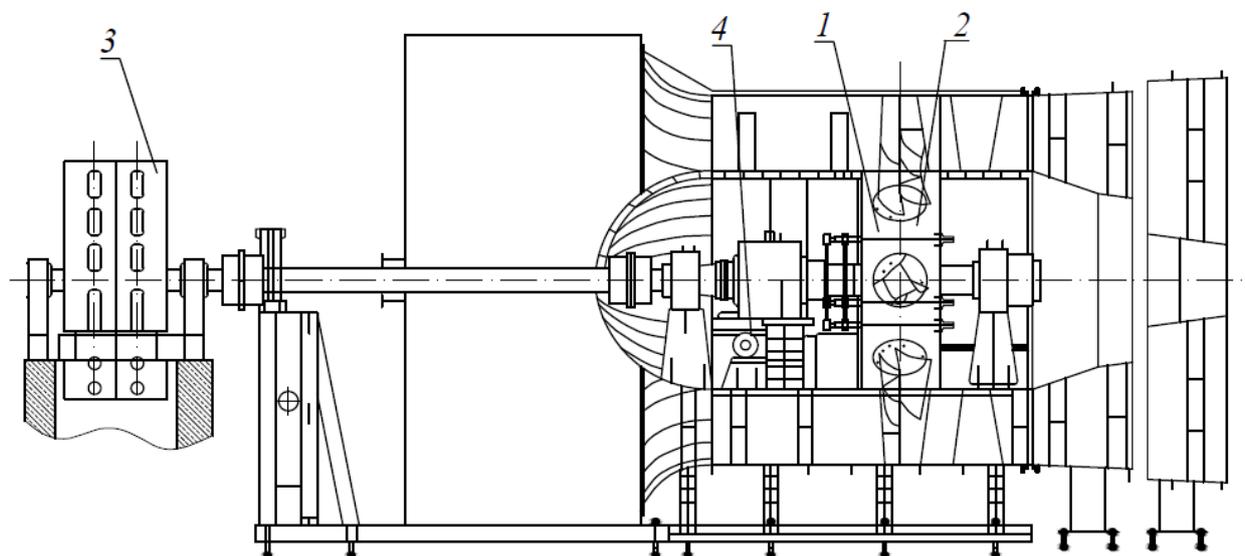


Рис. 4.3. Вентилятор типа ВО-К

Одновременный поворот лопаток рабочего колеса производится реечным механизмом 4 без остановки вентилятора. Поворот лопаток на угол  $15\div 45^\circ$  обеспечивает регулирование режимов в пределах рабочей области, а поворот на угол  $135^\circ$  – реверсирование воздушной струи за одну–две минуты без остановки приводного двигателя 3.

Вентиляторы типа ВО-АН (рис. 4.4) одноступенчатые выполнены в отличие от вентиляторов типа ВО-К без трансмиссионного вала и размещаются на одной раме с электродвигателем 2 [46].

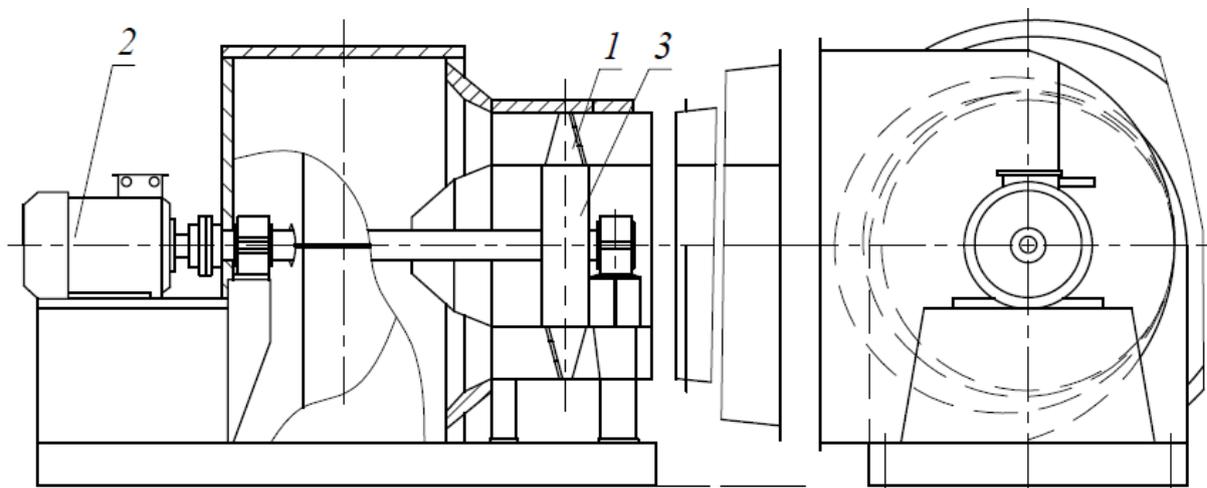


Рис. 4.4. Вентилятор типа ВО-АН

Регулирование режима работы вентилятора осуществляется путем изменения угла установки лопаток *1* рабочего колеса *3* при остановленном вентиляторе. Реверсивные вентиляторы ВО-АР в отличие от ВО-АН комплектуются тормозом.

Вентилятор ВДК встречного вращения двухступенчатый изображен на рис. 4.5.

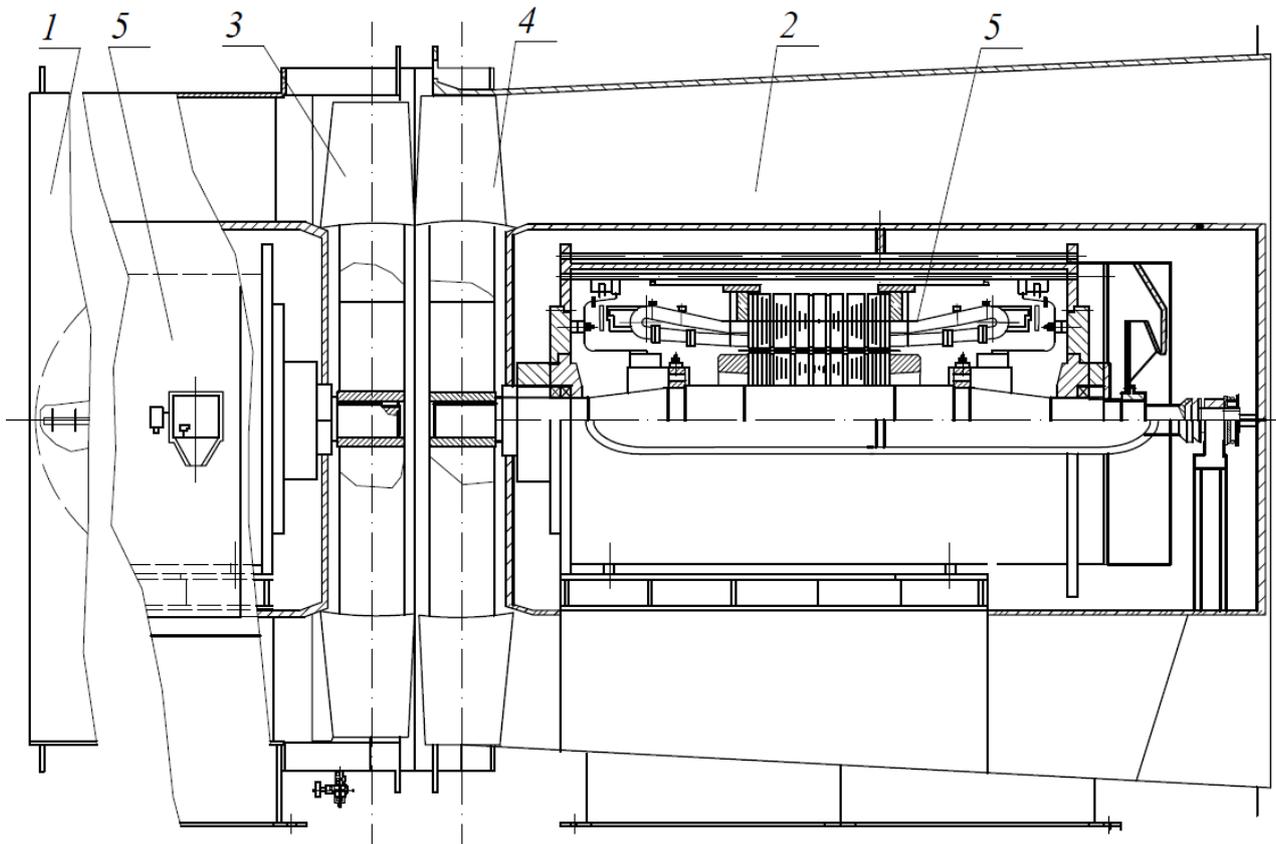


Рис. 4.5. Вентилятор типа ВДК

На всасывающей стороне расположена первая ступень *1* вентилятора с рабочим колесом *3*, на нагнетающей стороне – вторая ступень *2* с колесом *4* (см. рис. 4.5) [46]. Внутри каждой ступени установлен электродвигатель *5*. Направление вращения рабочих колес встречное.

## 4.2. ОСОБЕННОСТИ РАБОТЫ ВЕНТИЛЯТОРНЫХ УСТАНОВОК

Необходимо различать характеристики вентилятора и характеристики вентиляторной установки, т. е. характеристики вентилятора, скорректированные с учетом потерь давления во вспомогательных элементах – опорах проточной части, каналах диффузора и т. д. [26].

В свою очередь, необходимо различать характеристики вентиляторных установок по полному давлению и характеристики по статическому давлению. Первые относятся к установкам, работающим на нагнетание, вторые – к всасывающим установкам.

Уравнение Бернулли составляем для следующих четырех сечений потока всасывающей шахтной вентиляторной установки (рис. 4.6): 0–0 – сечение потока перед устьем воздухоподающего ствола; I–I – сечение на входе в вентилятор; II–II – сечение на выходе из вентилятора; III–III – сечение на выходе из диффузора в атмосферу [26].

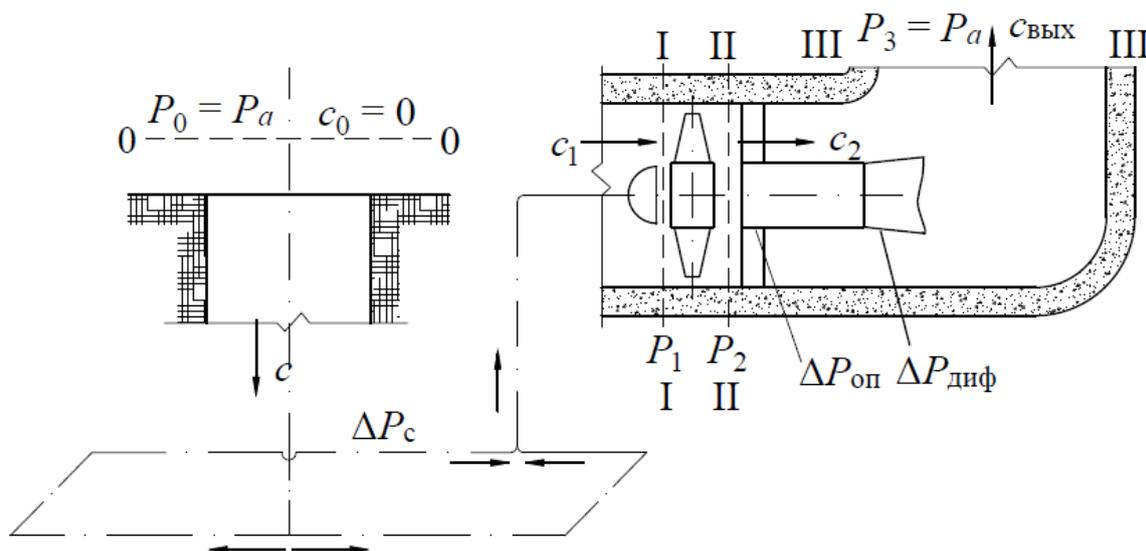


Рис. 4.6. К выводу выражений для определения величин давления всасывающей вентиляторной установки

В сечении 0–0 давление равно атмосферному:  $P_0 = P_a$ . Скоростью потока  $c_0$  в сечении 0–0 пренебрегаем ( $c_0 = 0$ ), так как площадь сечения достаточно большая при любой производительности вентилятора. Поэтому для участка между сечениями 0–0 и I–I уравнение Бернулли запишем

$$P_a = P_1 + \Delta P_c + \frac{\rho c_1^2}{2}, \quad (4.1)$$

где  $P_1$  – абсолютное давление в сечении I–I перед вентилятором, Па;  $c_1$  – скорость потока в сечении I–I, м/с;  $\Delta P_c$  – потеря давления в вентиляционной сети шахты, Па.

Для участка между сечениями I–I и II–II уравнение Бернулли примет вид

$$P_1 + \frac{\rho c_1^2}{2} = P_2 + \frac{\rho c_2^2}{2} - P_{\text{в}}, \quad (4.2)$$

где  $P_2$  – абсолютное давление в потоке за колесом вентилятора, Па;  $c_2$  – скорость потока в сечении II–II, м/с;  $P_{\text{в}}$  – приращение полного давления, создаваемое вентилятором (полное давление вентилятора), Па.

Для участка между сечениями II–II и III–III

$$P_2 + \frac{\rho c_2^2}{2} = P_a + \frac{\rho c_{\text{вых}}^2}{2} + \Delta P_{\text{оп}} + \Delta P_{\text{диф}}, \quad (4.3)$$

где  $c_{\text{вых}}$  – скорость потока в сечении выхода из вентиляторной установки в атмосферу, м/с;  $\Delta P_{\text{вых}} = \frac{\rho c_{\text{вых}}^2}{2}$  – потеря давления в форме кинетической энергии потока в сечении выхода, Па;  $\Delta P_{\text{оп}}$  – потеря давления в опорах проточной части вентиляторной установки, Па;  $\Delta P_{\text{диф}}$  – потеря давления в диффузоре, Па.

Подставляя значения  $\frac{\rho c_2^2}{2}$  и  $\frac{\rho c_3^2}{2}$  из выражений (4.1) и (4.3) в (4.2) и решая относительно  $P_{\text{в}}$  – полного давления (Па) вентилятора, получим

$$P_{\text{в}} = \Delta P_{\text{с}} + \frac{\rho c_{\text{вых}}^2}{2} + \Delta P_{\text{оп}} + \Delta P_{\text{диф}}. \quad (4.4)$$

Из этого уравнения видно, что полное давление вентилятора расходуется на преодоление сопротивлений вентиляционной сети и сопротивлений в элементах вентиляторной установки.

Вычитая из полного давления вентилятора потери давления в элементах вентиляторной установки, получим полное давление (Па) вентиляторной установки:

$$P = P_{\text{в}} - (\Delta P_{\text{оп}} + \Delta P_{\text{диф}}) = \Delta P_{\text{с}} + \frac{\rho c_{\text{вых}}^2}{2}. \quad (4.5)$$

Статическое давление (Па) всасывающей вентиляторной установки

$$P_{\text{ст}} = P - \frac{\rho c_{\text{вых}}^2}{2} = \Delta P_{\text{с}}. \quad (4.6)$$

Во всасывающей вентиляторной установке потери выхода из вентиляционной сети есть потери выхода из вентилятора (рис. 4.5):

$$\Delta P_{\text{ВЫХ}} = \frac{\rho c_{\text{ВЫХ}}^2}{2}. \quad (4.7)$$

Поэтому есть возможность заранее исключить их из характеристики вентиляторной установки, т. е. пользоваться характеристиками по статическому давлению. При этом при подсчете сопротивлений вентиляционной сети потери выхода из сети также не должны учитываться [26].

В вентиляторной установке, работающей на нагнетание, величина  $\Delta P_{\text{ВЫХ}}$  на выходе из вентиляторной установки еще не является потерей, а может быть преобразована и использована для преодоления сопротивлений вентиляционной сети. К тому же потери выхода из вентиляционной сети зависят от местных условий и заранее не известны. В данном случае следует пользоваться характеристикой вентиляторной установки по полному давлению, а при подсчете сопротивлений вентиляционной сети необходимо учитывать и скоростные потери выхода.

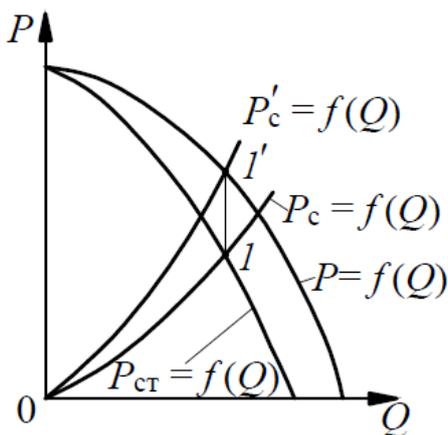


Рис. 4.7. Кривые давления шахтной вентиляторной установки

На рис. 4.7 показаны:  $P = f(Q)$  — кривая полного давления и  $P_{\text{ст}} = f(Q)$  — кривая статического давления вентиляторной установки.  $P_c = f(Q)$  и  $P'_c = f(Q)$  — кривые сопротивления вентиляционной сети без учета и с учетом скоростной потери давления на выходе. Точки 1 и 1' — точки рабочего режима. Условно предполагается, что скоростные потери выхода при нагнетательном и всасывающем проветривании равны.

### 4.3. ТРЕБОВАНИЯ ПРАВИЛ БЕЗОПАСНОСТИ К ВЕНТИЛЯТОРНЫМ УСТАНОВКАМ

Представлены выдержки из федеральных норм и правил в области промышленной безопасности «Правила безопасности при ведении горных работ и переработке твердых полезных ископаемых» (ПБ).

157. Шахты должны иметь искусственную вентиляцию. Проветривание подземных горных выработок только за счет естественной тяги запрещается.

161. Запрещается подача свежей и выдача исходящей струи по одному и тому же стволу или штольне, за исключением случаев проходки этих выработок, когда порядок проветривания определяется проектом.

162. Должны быть приняты все возможные меры для предупреждения сосредоточенных и распределенных утечек воздуха на всем протяжении его движения.

165. При превышении допустимой нормы содержания горючих газов (метан + двухатомный водород) в атмосфере горных выработок 0,5 % (10 % от нижней концентрации предела взрыва) все работы в них должны быть прекращены, люди выведены на свежую струю, электроэнергия и двигатели внутреннего сгорания выключены и приняты меры по разгазированию.

173. Регулирование воздушных струй по общешахтным выработкам производится только по указанию руководителя пылевентиляционной службы (участка), а по внутриблоковым выработкам – по указанию начальника участка при согласовании с пылевентиляционной службой (участка).

174. Подземные выработки должны проветриваться непрерывно вентиляторами главного проветривания и вспомогательными вентиляторами главного проветривания, установленными в соответствии с проектом.

175. Вентиляторная установка для проветривания при проходке ствола должна быть установлена на поверхности на расстоянии не менее 15 м от ствола.

177. Главные вентиляторные установки должны состоять из двух самостоятельных вентиляторных агрегатов, причем один из них должен быть резервный. Вентиляторы для новых и реконструируемых установок должны быть одного типа и размера.

Объем воздуха, подаваемого в шахту главными вентиляторными установками, должен фиксироваться автоматической аппаратурой контроля, датчики которой должны быть установлены в воздухоподающих каналах. Результаты контроля дистанционно в режиме реального времени передаются диспетчеру шахты.

179. При остановке главных или вспомогательных вентиляторных установок продолжительностью более 30 минут люди должны быть выведены из всех горных выработок, включенных в схему проветривания этими вентиляторными установками, в вы-

работки со свежей струей. Возобновление работ может быть разрешено только после проветривания и обследования состояния рудничной атмосферы в очистных и тупиковых выработках лицами технического надзора. При остановке главной вентиляторной установки продолжительностью более 2 часов люди со всех рабочих мест должны быть выведены из шахты на поверхность. Работы в шахте могут быть возобновлены только по разрешению технического руководителя организации.

180. Главные вентиляторные установки должны обеспечивать реверсирование вентиляционной струи, поступающей в выработки.

Вспомогательные вентиляторные установки должны обеспечивать реверсирование вентиляционной струи только в том случае, когда это предусмотрено планом мероприятий по локализации и ликвидации последствий аварий на опасных производственных объектах.

Перевод вентиляторных установок на реверсивный режим работы должен выполняться не более чем за 10 минут. Расход воздуха, проходящего по главным выработкам в реверсивном режиме проветривания, должен составлять не менее 60 % от расхода воздуха, проходящего по ним в нормальном режиме.

181. Осмотр реверсивных устройств на исправность их действия без опрокидывания струи по выработкам должен производиться главным механиком (энергетиком) и руководителем пылевентиляционной службы (участка) шахты не реже одного раза в месяц.

Проверка действия реверсивных устройств с пропуском опрокинутой воздушной струи производится один раз в 6 месяцев в нерабочее время под руководством технического руководителя объекта начальником пылевентиляционной службы, механиком и энергетиком шахты в присутствии представителей от профессионального аварийно-спасательного формирования и оформляется актом, который должен быть приложен к плану мероприятий по локализации и ликвидации последствий аварий на опасных производственных объектах. Проверка действия реверсивных устройств должна проводиться после изменения принятой на шахте схемы и при замене вентиляторов главного проветривания.

Время реверсирования вентиляционной струи воздуха должно быть не менее времени, необходимого для выхода людей из наибо-

лее удаленной горной выработки к выработкам со свежей струей воздуха, являющимся общешахтными запасными выходами, или на поверхность.

При наличии на вентиляционной шахте двух вентиляторов – рабочего и резервного – проверка реверсивных устройств производится при закрытом шибере сначала у резервного вентилятора, затем после пуска резервного вентилятора и остановки рабочего – у второго вентилятора. При наличии на вентиляционном шахтном стволе одного вентилятора проверка реверсивных устройств производится при остановленном вентиляторе, без пуска его на реверсивный режим.

182. Ответственность за исправное состояние реверсивных устройств несет механик (энергетик) шахты, который должен проверять исправность вентиляторной установки не реже одного раза в неделю.

Главные и вспомогательные вентиляторные установки должны осматриваться ежедневно работниками, назначенными техническим руководителем шахты, еженедельно главным механиком и руководителем пылевентиляционной службы шахты.

184. Главные вентиляторные установки шахт должны иметь две независимые взаиморезервируемые электросиловые линии от электроподстанции или электростанции.

#### 4.4. РЕГУЛИРОВАНИЕ ВЕНТИЛЯТОРНЫХ УСТАНОВОК

Вентиляторные установки работают на сети с переменными значениями сопротивления сети и необходимым расходом воздуха вследствие подвигания горных выработок, требующего увеличения потребности в воздухе до двух раз, а также по другим причинам.

Изменение параметров сети вентиляторных установок приводит к необходимости регулирования режимов их работы во время эксплуатации [12].

##### 4.4.1. Регулирование дросселированием потока

Дросселирование потока осуществляется введением в вентиляционную сеть дроссельного сопротивления, устанавливаемого после нагнетательного патрубка вентилятора при нагнетательной вентиляции [12]. При этом изменяется характеристика сети при

неизменной характеристике вентилятора, характеристики становятся круче (см. рис. 2.47, а). Подбирая сопротивления, режим работы можно перевести из точки  $A_1$  в точку  $A_2$  с параметрами, совпадающими или близкими к требуемым.

При всасывающей вентиляции дроссель устанавливают перед всасывающим устройством вентилятора. При этом изменяется характеристика  $P_1 = f(Q)$  вентилятора (рис. 4.8) при неизменной характеристике  $P_c = f(Q)$  сети.

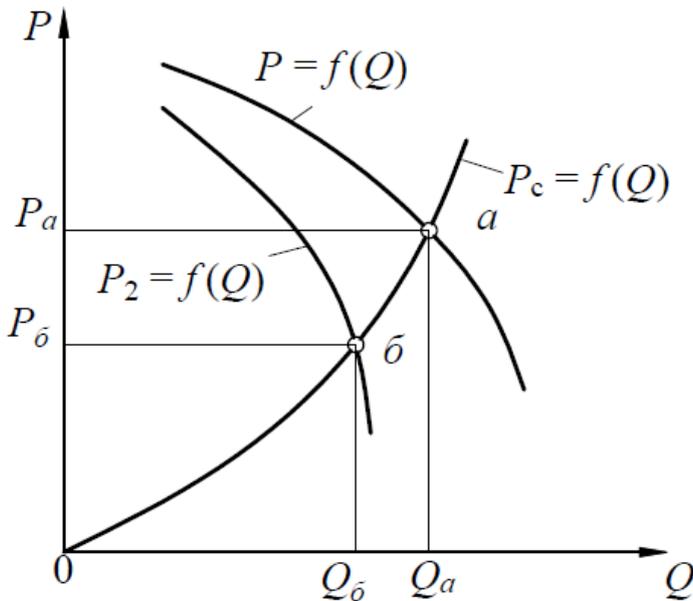


Рис. 4.8. Регулирование дросселированием на всасывании

Новая характеристика  $P_2 = f(Q)$  вентилятора будет лежать тем ниже, чем больше введенное сопротивление. При характеристике сети  $P_c = f(Q)$  вентилятор имел режим работы в точке  $a$  с параметрами  $Q_a; P_a$ . При введении сопротивления во всасывающую сеть его режим будет характеризоваться параметрами точки  $б$  ( $Q_б; P_б$ ).

#### 4.4.2. Регулирование изменением частоты вращения ротора

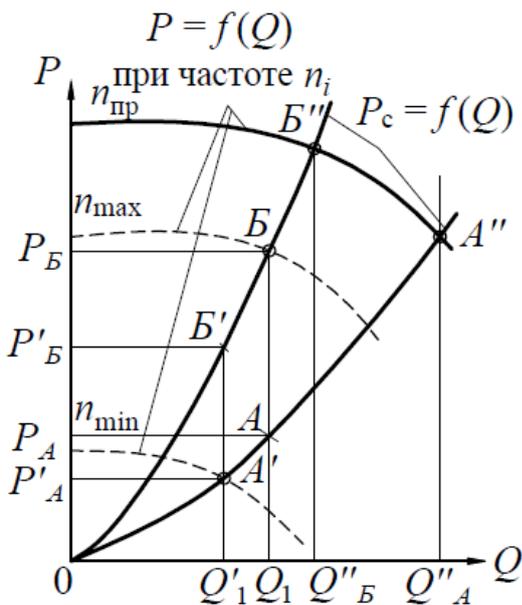


Рис. 4.9. Регулирование изменением частоты вращения

Регулирование изменением частоты вращения ротора возможно при наличии регулируемого привода. Изменяя в определенных пределах частоту  $n$  турбомашины, можно получить ряд характеристик  $P = f(Q)$ , каждая из которых будет лежать тем ниже, чем меньше частота вращения (рис. 4.9) [12].

Пусть дана характеристика вентилятора при предельной скорости вращения  $n_{пр}$  и линии требуемых вентиляционных режимов с координатами крайних точек  $Q_1, P_A$  и  $P_B$  — для добычных смен и  $Q'_1, P'_A$  и  $P'_B$  —

для недобычных смен и выходных дней (см. рис. 4.9) [26]. Режимы  $A$ ,  $A'$  и  $A''$ , а также режимы  $B$ ,  $B'$  и  $B''$  есть подобные режимы. Поэтому для них на основе законов пропорциональности можно написать

$$\frac{n_{\min}}{n_{\text{пр}}} = \frac{Q'_1}{Q''_A}; \quad \frac{n_{\max}}{n_{\text{пр}}} = \frac{Q_1}{Q''_B}.$$

В этих уравнениях величины  $n_{\text{пр}}$ ,  $Q_1$ ,  $Q'_1$ , а также  $Q''_A$  и  $Q''_B$  известны ( $Q''_A$  и  $Q''_B$  находят по графику как абсциссы точек  $A''$  и  $B''$ ). Решая эти уравнения, находят скорость вращения  $n_{\min}$ , необходимую для обеспечения режима  $A'$ , и скорость  $n_{\max}$ , необходимую для обеспечения режима  $B$ .

#### 4.4.3. Регулирование изменением направления потока на входе

Регулирование изменением направления потока на входе в рабочее колесо основывается на изменении скорости закручивания потока  $c_{u1}$  при входе в рабочее колесо и осуществляется направляющим аппаратом. Лопатки направляющего аппарата изменяют направление воздушного потока, т. е. сообщают ему скорость закручивания потока  $c_{u1}$  [12].

На рис. 4.10 показано три положения лопастей направляющего аппарата осевого вентилятора. Если лопасти направляющего аппарата ( $HA$ ) поставлены в нейтральное положение ( $\theta_{HA} = 90^\circ$ ), поток входит в решетку лопастей колеса незакрученным, т. е.  $c_{u1} = 0$  (рис. 4.10, *а*). При установке лопастей аппарата под углом  $\theta_{HA} > 90^\circ$  (рис. 4.10, *б*) появится скорость закручивания потока на входе в решетку лопастей колеса, которая примет отрицательное значение  $c_{u1} < 0$  (поток закручен против вращения колеса). При этом значение осевой  $c_a$  скорости сохраняется прежним, а относительной  $w_1$  — возрастает. В случае установки лопастей направляющего аппарата под углом  $\theta_{HA} < 90^\circ$  поток закручивается в сторону вращения колеса, скорость  $c_{u1}$  принимает положительное значение (рис. 4.10, *в*), относительная  $w_1$  скорость убывает [20, 26]. Согласно уравнению Л. Эйлера (2.22) давление, создаваемое вентилятором, будет изменяться. Давление увеличивается при закручивании потока против направления вращения рабочего колеса ( $PK$ ) и снижается при закручивании потока по направлению вращения [5].

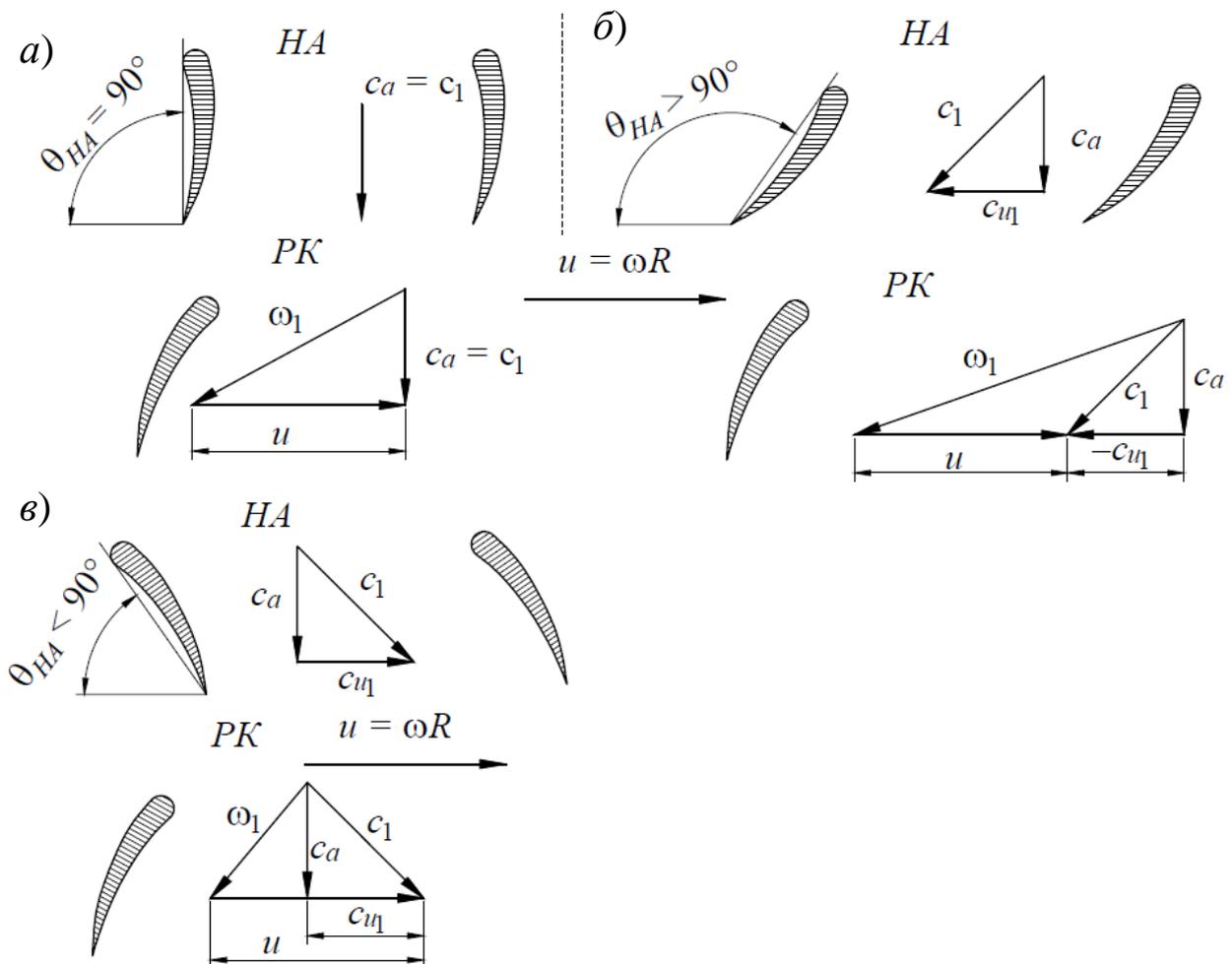


Рис. 4.10. Схема установки лопастей рабочего колеса и направляющего аппарата осевого вентилятора:  
*a* – в нейтральном положении;  
*б* – под углом  $\theta_{HA} > 90^\circ$ ; *в* – под углом  $\theta_{HA} < 90^\circ$

Направляющим аппаратом можно регулировать и центробежные вентиляторы (рис. 4.11) [20].

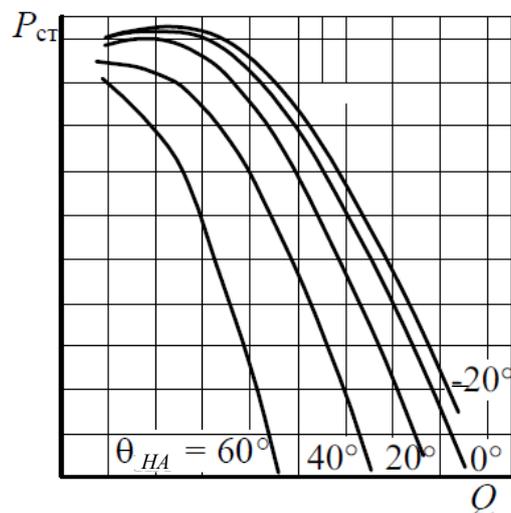


Рис. 4.11. Регулирование направляющим аппаратом на входе

#### 4.4.4. Регулирование поворотом лопастей рабочего колеса

Регулирование поворотом лопастей осуществляется в осевых вентиляторах. При изменении угла  $\theta$  установки лопасти (см. рис. 2.24, 2.31) увеличивается угол притекания потока  $\beta_{\text{ср}}$  и в соответствии с формулой (2.10) увеличиваются осевая скорость  $c_a$  и скорость закручивания потока  $c_{u2}$ . На рис. 4.12 показаны треугольники скоростей для двух углов установки лопастей  $\theta_2$  и  $\theta'_2$ .

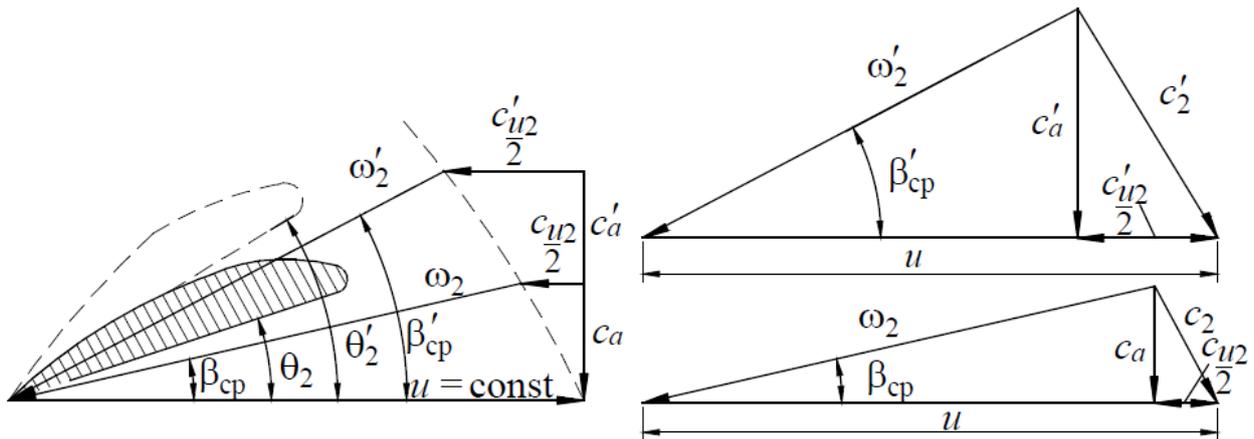


Рис. 4.12. Треугольники скоростей при различных углах установки лопастей осевого рабочего колеса

Увеличение  $c_a$  вызывает согласно выражению (2.8) возрастание подачи, а увеличение  $c_{u2}$ , как это видно из уравнения (2.22), приводит к увеличению давления, развиваемого вентиляторной установкой [20].

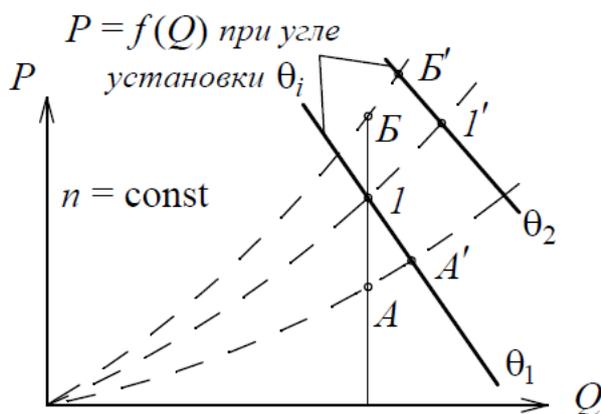


Рис. 4.13. График регулирования режима работы осевого вентилятора изменением угла установки

Если совокупность требуемых вентиляционных режимов шахты представляется отрезком  $AB$  (рис. 4.13) и в процессе эксплуатации изменение вентиляционного режима должно происходить в направлении от  $A$  до  $B$ , то в начале работы необходимо установить лопасти колеса под углом  $\theta_1$  [26]. При этом вместо вентиляционного режима  $A$  получим режим  $A_1$ , и в шахту будет подаваться воздух с некоторым излишком. По мере воз-

растания крутизны характеристики вентиляционной сети точка вентиляционного режима будет перемещаться вдоль характеристики вентилятора при угле установки лопаток  $\theta_1$  в направлении к точке  $I$ , причем количество подаваемого воздуха будет уменьшаться. Когда вентиляционный режим займет положение  $I$ , возникнет необходимость увеличить угол установки лопастей колеса до величины  $\theta_2$ . При этом точка рабочего режима вентилятора скачком переместится в положение  $I'$ . К моменту окончания работы на данном горизонте точка вентиляционного режима переместится вдоль характеристики вентилятора  $\theta_2$  из точки  $I'$  в точку  $B'$ .

Вместо прямой  $AB$  необходимых вентиляционных режимов вентилятором будут созданы вентиляционные режимы по кривым  $A'-I$  и  $I'-B'$ .

У центробежных вентиляторов конструктивно удается выполнить поворотными только части лопаток – закрылки [12].

При повороте закрылков  $3$  (рис. 4.14) в сторону вращения рабочего колеса  $I$  увеличивается фактический диаметр колеса  $D''_2 > D_2$  и угол выхода лопаток  $\beta_2$  (у лопаток, загнутых назад). При этом давление, создаваемое вентилятором, увеличивается. При повороте закрылков  $3$  против вращения колеса его диаметр по лопаткам ( $D'_2 < D_2$ ) и угол выхода лопаток  $\beta_2$  (у лопаток, загнутых назад) уменьшаются. Соответственно давление, создаваемое вентилятором, уменьшается.

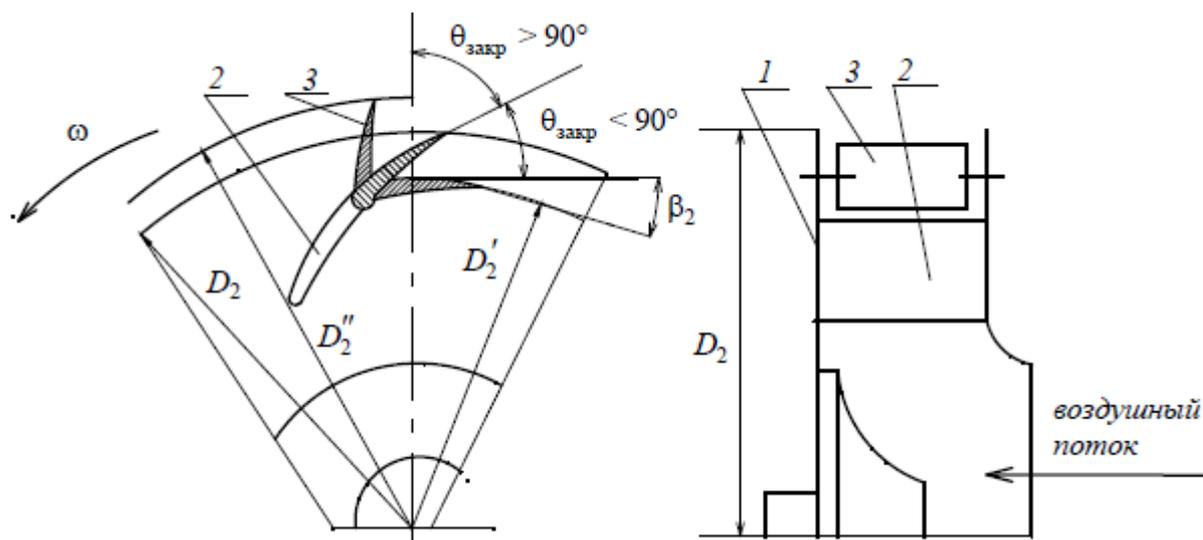


Рис. 4.14. Регулирование поворотом закрылков лопаток рабочего колеса

На рис. 4.15 показана характеристика центробежного вентилятора при разных углах  $\theta_{\text{закр}}$  поворота закрылков. При увеличении

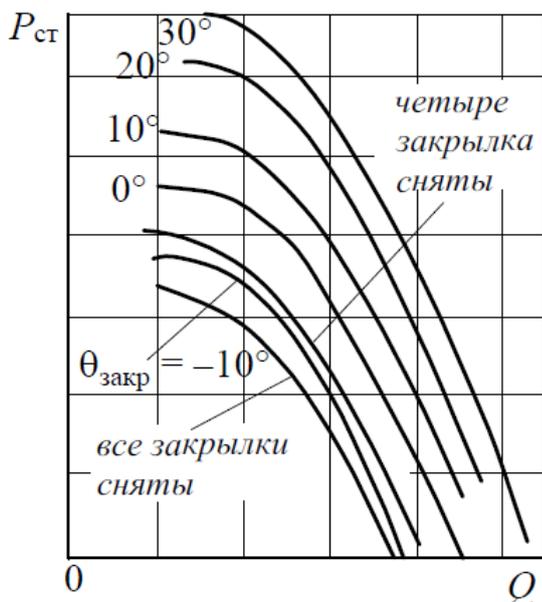


Рис. 4.15. Характеристика центробежного вентилятора

угла установки закрылков более  $60^\circ$  давление практически не повышается, но мощность увеличивается, поэтому  $\theta_{\text{закр}} > 60^\circ$  не рекомендуется [5]. При повороте закрылков против вращения рабочего колеса давление снижается более интенсивно, чем потребляемая мощность, поэтому КПД вентилятора падает. В связи с этим предельный угол поворота закрылка против направления вращения колеса составляет  $\theta_{\text{закр}} = -30 \div 35^\circ$ .

В случае снятия закрылок с рабочего колеса характеристика пройдет ниже.

#### 4.5. РЕВЕРСИРОВАНИЕ ВЕНТИЛЯТОРНЫХ УСТАНОВОК

При работе центробежного вентилятора 1 (рис. 4.16, а) в режиме всасывания воздух из шахты выбрасывается через диффузор в атмосферу [12]. Для реверсирования воздушного потока лядами 5 и 3 перекрываются соответственно диффузор и общий подводящий канал, а с шахтой соединяется обводной канал. Свежий воздух при этом забирается из атмосферной будки, в которой открывается ляда 4, и через обводной канал вентилятором 1 нагнетается в шахту. Для работы вентилятора 2 ляда 6 поднимается и открывает подводящий канал этого вентилятора, а ляда 7 опускается, перекрывая канал вентилятора 1. Для перемещения ляд предназначены лебедки с электрическим приводом, положение ляд контролируется конечными выключателями 9.

При работе осевого вентилятора 11 (рис. 4.16, б) в режиме всасывания воздух засасывается из шахты и выбрасывается через диффузор в атмосферу. В случае реверсирования воздушного потока путем изменения направления вращения приводного электродвигателя и поворотом лопастей направляющего и спрямляющего аппаратов вентилятора все ляды занимают то же самое положение, что и в нормальном режиме. Воздух при этом засасывается через диффузор из атмосферы и нагнетается в шахту. В случае перехода

на проветривание вентилятором 12 в любом из режимов всасывания или нагнетания ляды переводятся в положение, перекрывающее каналы к вентилятору 11. Ляда 10 при работе любого из вентиляторов занимает всегда верхнее положение и опускается только при остановке обоих вентиляторов или при противопожарных мероприятиях, перекрывая общий канал и исключая тем самым поступление воздуха из шахты или в шахту за счет естественной тяги.

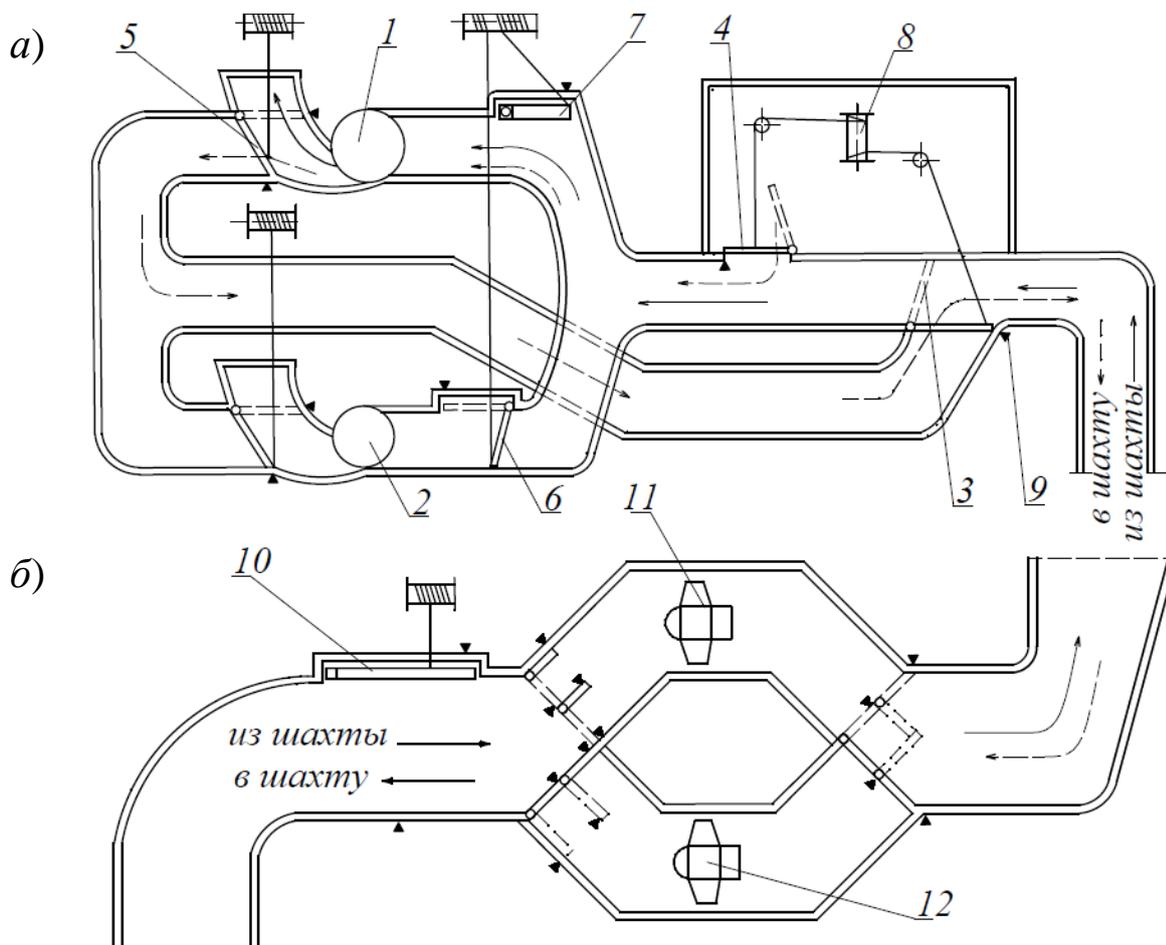


Рис. 4.16. Технологическая схема вентиляторных установок:  
а – центробежных; б – осевых

#### 4.6. МЕТОДИКА ЭКСПЛУАТАЦИОННОГО РАСЧЕТА ВЕНТИЛЯТОРНОЙ УСТАНОВКИ

Исходными данными для проектирования вентиляторной установки являются [4]:  $Q_B$  – производительность,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;  $P_{sv \min}$  – минимальное давление (депрессия), кПа,  $P_{sv \max}$  – максимальное давление (депрессия), кПа.

### 4.6.1. Выбор вентилятора

Выбор вентилятора производится с использованием полей рабочих режимов осевых и центробежных вентиляторов главного проветривания [1, 34]. Для этого на указанные поля рабочих режимов проецируют две точки с координатами  $(Q_B; P_{sv \min})$  и  $(Q_B; P_{sv \max})$ . Выбранному типу вентилятора соответствует область промышленного использования, в которую попадают обе спроецированные точки.

### 4.6.2. Построение характеристики вентиляционной сети

Постоянные вентиляционных сетей находят как

$$R_{\min} = \frac{P_{sv \min}}{Q_B^2}; \quad R_{\max} = \frac{P_{sv \max}}{Q_B^2}. \quad (4.8)$$

Характеристики вентиляционной сети строят по уравнениям

$$P_{sv \min} = R_{\min} Q_B^2; \quad P_{sv \max} = R_{\max} Q_B^2. \quad (4.9)$$

Характеристика вентиляционной сети с параметрами  $Q_B; P_{sv \min}$  соответствует началу эксплуатации вентиляторной установки, а с параметрами  $Q_B; P_{sv \max}$  – концу периода эксплуатации при максимальном развитии горных работ. По координатам  $(Q_B; P_{sv \min})$  и  $(Q_B; P_{sv \max})$  на рабочих характеристиках выбранного типоразмера вентилятора (например, вентилятор типа ВОД) отмечаются точки  $a$  и  $b$  и строятся графики характеристик 1 и 2 вентиляционной сети. Напорные характеристики вентиляционной сети должны проходить через точки  $a$  и  $b$  (рис. 4.17).

### 4.6.3. Определение параметров рабочих режимов

Характеристика сети 1 пересекается с напорной характеристикой вентилятора с углом установки лопастей  $\theta_k = 35^\circ$  в точке  $d$  (см. рис. 4.17). Участок на напорной характеристике на отрезке  $d-c$  будет обеспечивать заданные параметры в первый период эксплуатации. В точке  $c$  нужно изменить угол установки лопастей на рабочих колесах на  $\theta_k = 40^\circ$  и перейти на рабочую часть характеристики на отрезке  $e-f$ .

В точке  $c$  необходимо графически найти параметры  $(Q_c; P_c)$  режима работы. Для построения дополнительной характеристики сети, проходящей через точку  $c$ , определяют ее постоянную  $R_c$  по формуле  $R_c = \frac{P_c}{Q_c^2}$  и после определения постоянной  $R_c$  строят по уравнению  $P_c = R_c Q_c^2$  характеристику внешней сети, проходящей через точку  $c$ .

Характеристики позволяют определить начальные и конечные параметры рабочих режимов установки, соответствующие ступеням регулирования. Так, согласно рис. 4.17 на первой ступени регулирования угол установки лопастей рабочих колес равен  $\theta_{к1} = 35^\circ$ . При этом в начале работы режим в точке  $d$  определяется ее координатами, параметры режима работы в точке  $d - (Q_d; P_d)$ .

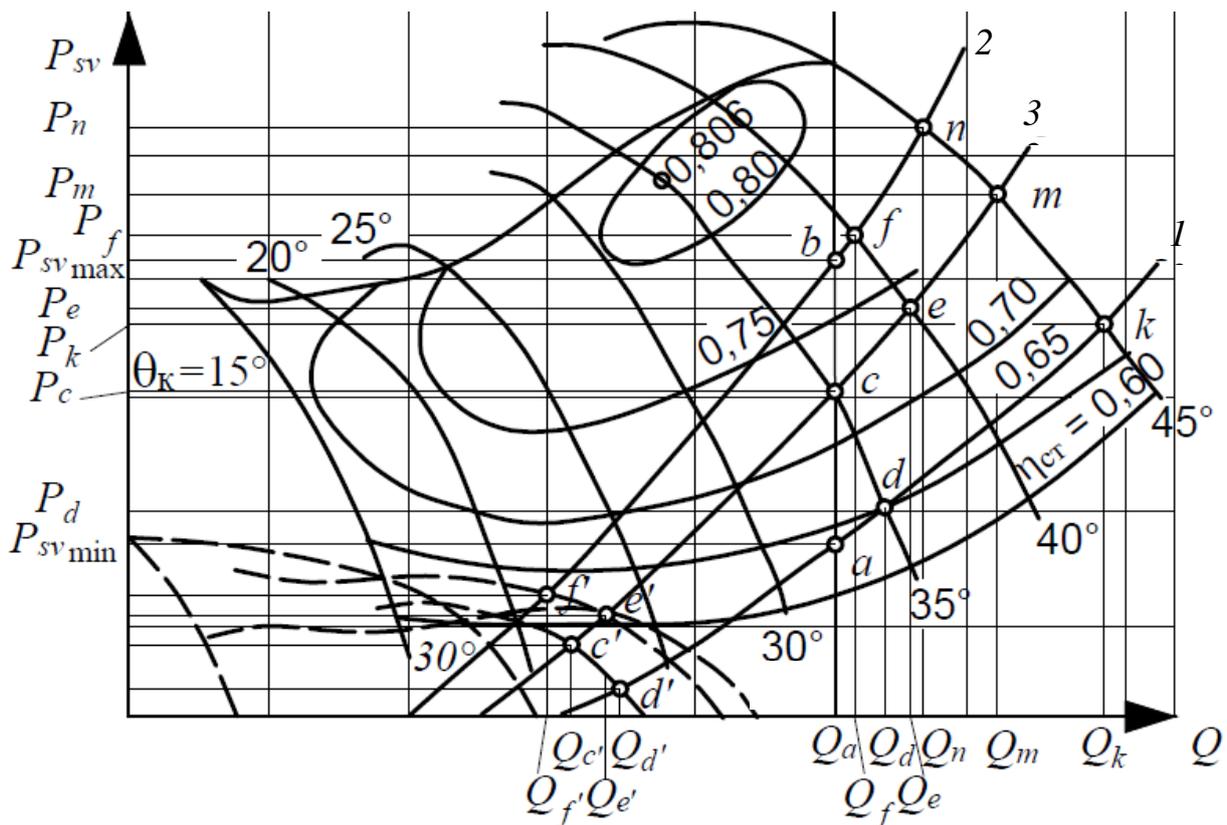


Рис. 4.17. Аэродинамическая характеристика вентилятора ВОД с нанесенными точками  $a, b, c, d, e, f, k, m, n$  и характеристиками сетей

После перемещения режима работы в точку  $c$  производится перестановка углов наклона лопастей рабочих колес на угол  $\theta_{к2} = 40^\circ$ , при этом осуществляется переход на вторую ступень ре-

гулирования. Начальная точка режима на этой ступени регулирования находится в точке  $e$  с параметрами  $(Q_e; P_e)$ .

Окончание работы на второй ступени регулирования находится в точке  $f$  с параметрами  $(Q_f; P_f)$ .

Далее согласно принятой прямой пропорциональности изменения общешахтной депрессии от  $P_{sv \min}$  до  $P_{sv \max}$  и общего срока службы  $T$  вентиляторной установки определяют продолжительность работы соответственно на первой и второй ступенях как

$$T_1 = T \frac{P_c - P_a}{P_f - P_a} \quad \text{и} \quad T_2 = T \frac{P_f - P_c}{P_f - P_a}.$$

#### 4.6.4. Резерв подачи вентилятора

Наибольшая производительность вентиляторной установки будет обеспечиваться в точках режима работы  $k$  и  $n$ . Точка  $k$  – это пересечение характеристики сети при давлении  $P_{sv \min}$  с наибольшей напорной характеристикой вентилятора. Из точки  $k$  опускают перпендикуляр на ось  $Q$  и отсчитывают значение  $Q_k$ . Подобным образом находят производительность в точке  $n$  (пересечение характеристики сети при давлении  $P_{sv \max}$  с наибольшей напорной характеристикой вентилятора) –  $Q_n$ .

Фактическое значение среднего резерва производительности  $\Delta Q$  (%) определяют:

$$\Delta Q = \frac{\Delta Q_k + \Delta Q_n}{2} \geq 20, \quad (4.10)$$

где  $\Delta Q_k = \frac{Q_k - Q_{рв}}{Q_{рв}} 100$  и  $\Delta Q_n = \frac{Q_n - Q_{рв}}{Q_{рв}} 100$  – соответственно ре-

зерв производительности в точке  $k$  и в точке  $n$ .

#### 4.6.5. Реверсирование вентиляционной струи

В соответствии с требованиями ПБ реверсирование вентиляционной струи должно производиться не более чем за 10 минут, а производительность вентилятора должна составлять не менее 60 % по сравнению с нормальным режимом проветривания. Необходимо определить производительность вентилятора в режимах  $d'$ ,

$c'$ ,  $e'$  и  $f'$ . Производительность в указанных точках должна составлять не менее 60 % от заданной  $Q$ .

В этом подразделе необходимо привести описание способа реверсирования вентиляционной струи для принятого типа вентилятора и схему принципа ее действия.

#### 4.6.6. Расчет мощности и выбор электродвигателя

Мощность электродвигателя вентиляторной установки определяют расчетом по наибольшему значению  $P_{sv \max}$  и  $Q_B$ , соответствующих заданному режиму работы.

Если за весь период эксплуатации вентиляторной установки необходима большая глубина регулирования, т. е.

$$\frac{P_{sv \max} - P_{sv \min}}{P_{sv \max}} > 0,8, \quad (4.11)$$

тогда следует ориентироваться на регулируемый электропривод.

Расчетную мощность электродвигателя определяют для первой и второй ступеней регулирования (см. точки  $c$  и  $f$  на рис. 4.17).

Расчет мощности (кВт) производят по формулам

$$N_{\min c} = \frac{Q_c P_{sv c}}{1000 \eta_c}; \quad N_{\max f} = \frac{Q_f P_{sv f}}{1000 \eta_f}. \quad (4.12)$$

Установленную мощность (кВт) приводного электродвигателя принимают с коэффициентом резерва, равным 1,15:

$$N_{дв} = 1,15 \sqrt{N_{\min c} N_{\max f}} \quad (4.13)$$

или по максимальной мощности

$$N_{дв} = 1,15 N_{\max f}. \quad (4.14)$$

Мощность двигателя должна удовлетворять максимальной мощности вентилятора за весь период его эксплуатации. Частота вращения двигателя должна соответствовать частоте вращения вентилятора.

#### 4.6.7. Определение расхода электроэнергии

Среднегодовой расход электроэнергии (кВт·ч) вентиляторной установки определяют по формулам для первой и второй ступени регулирования (точки  $d$ ,  $c$  и  $e$ ,  $f$ ) (см. рис. 4.16):

$$W_{\Gamma 1} = \frac{Q_{\text{ср1}} P_{\text{ср1}}}{1000 \eta_{\text{ср1}} \eta_{\text{дв}} \eta_{\text{с}}} n_{\text{дн}} n_{\text{ч}}; \quad W_{\Gamma 2} = \frac{Q_{\text{ср2}} P_{\text{ср2}}}{1000 \eta_{\text{ср2}} \eta_{\text{дв}} \eta_{\text{с}}} n_{\text{дн}} n_{\text{ч}}, \quad (4.15)$$

где  $\eta_{\text{дв}}$  – КПД электродвигателя;  $\eta_{\text{с}} = 0,97$  – КПД питающей сети;  $n_{\text{ч}}$  – количество часов работы установки в сутки, ч;  $n_{\text{дн}}$  – количество дней работы установки в год, дн.;  $Q_{\text{ср1}}, Q_{\text{ср2}}$  ( $\text{м}^3/\text{с}$ ),  $P_{\text{ср1}}, P_{\text{ср2}}$  (Па),  $\eta_{\text{ср1}}, \eta_{\text{ср2}}$  находят как средние значения для первой и второй ступеней регулирования:

$$Q_{\text{ср1}} = \frac{Q_d + Q_c}{2}; \quad Q_{\text{ср2}} = \frac{Q_e + Q_f}{2}; \quad (4.16)$$

$$P_{\text{ср1}} = \frac{P_{\text{sv } d} + P_{\text{sv } c}}{2}; \quad P_{\text{ср2}} = \frac{P_{\text{sv } e} + P_{\text{sv } f}}{2}; \quad (4.17)$$

$$\eta_{\text{ср1}} = \frac{\eta_d + \eta_c}{2}; \quad \eta_{\text{ср2}} = \frac{\eta_e + \eta_f}{2}. \quad (4.18)$$

Рассчитывают годовой расход электроэнергии и удельный расход ( $\text{кВт}\cdot\text{ч}/\text{т}$ ,  $\text{кВт}\cdot\text{ч}/\text{м}^3$ ) на 1 т полезного ископаемого и на 1  $\text{м}^3$  воздуха на проветривание:

$$W_{\text{уд}} = \frac{W_{\Gamma}}{A_{\Gamma}}; \quad W_{\text{уд}} = \frac{W_{\Gamma}}{3600 Q n_{\text{дн}} n_{\text{ч}}}. \quad (4.19)$$

## КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Чем вентиляторы типа ВО-К отличаются от вентиляторов типа ВОД?
2. Какие вентиляторные установки считают главными, а какие – вспомогательными?
3. Перечислить способы регулирования вентиляторных установок с осевыми (центробежными) вентиляторами.
4. Указать согласно нормативным документам нормы резервирования вентиляторов в главных и вспомогательных установках.
5. Указать расход воздуха в реверсивном режиме согласно нормативным документам.
6. Как реверсируется воздушная струя в установках с осевыми (центробежными) вентиляторами?

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Содержание учебного пособия имеет учебно-практическую направленность. При освоении предусмотренных учебным планом по подготовке горных инженеров и бакалавров дисциплин «Стационарные установки», «Стационарные машины», «Стационарные установки и транспорт» обучающиеся сталкиваются с определенным кругом задач. Настоящее учебное пособие окажет помощь при изучении принципа действия водоотливных и вентиляторных установок и проведении расчетов.

На основании проделанной работы можно сделать следующие выводы.

1. Достаточно просто изложена теория стационарных установок. Практически каждая математическая зависимость выводится из ранее известных с предыдущих курсов или со школьной программы формул, что облегчает подготовку обучающихся к промежуточной аттестации.

2. Представлено устройство водоотливных и вентиляторных установок с полным обзором входящих в них наборов отдельных узлов, элементов, что дает возможность детально проработать вопросы, связанные с конструкцией того или иного элемента, так как на общем виде насоса или вентилятора не всегда можно рассмотреть мелкие, но играющие важную роль элементы.

3. Дан принцип действия насосов и вентиляторов и отдельных их элементов, что позволит полнее узнать о назначении любого элемента, входящего в состав турбомашин.

4. Работа горного предприятия немыслима без его развития. Поэтому вопросы, связанные с регулированием стационарных установок, не менее важны, чем изучение их конструкции. Поскольку изменяются (укорачиваются, удлиняются выработки или производится переход на новый участок горных работ) условия, предприятие нуждается в бóльшем объеме воздуха или требуется откачка бóльшего притока воды. Регулировка имеющегося оборудования позволит продолжить работу предприятия без существенных вложений, связанных с заменой вентиляторов или насосов.

5. Финалом учебного пособия можно считать умение обучающихся производить расчет водоотливной и вентиляторной установок для заданных условий работы горного предприятия. В этом поможет представленная в пособии методика проведения расчетов.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

### 1. Основная литература

1. Гришко, А. П. Стационарные машины. Т. 2. Рудничные водоотливные, вентиляторные и пневматические установки : учебник для студентов вузов / А. П. Гришко. – Москва : Горная книга, 2007. – 586 с. – Текст : непосредственный.

2. Шелоганов, В. И. Стационарные машины и установки : учебное пособие / В. И. Шелоганов, А. П. Гришко. – Москва : Горная книга, 2007. – 320 с. – Текст : непосредственный.

### 2. Дополнительная литература

3. Абрамов, А. П. Стационарные машины: Проектирование водоотливных установок : учебное пособие / А. П. Абрамов. – Кемерово, 2012. – 178 с. – Текст : непосредственный.

4. Алексеев, В. В. Стационарные машины : учебник для вузов / В. В. Алексеев. – Москва : Недра, 1989. – 416 с. – Текст : непосредственный.

5. Алексеев, В. В. Рудничные насосные, вентиляторные и пневматические установки : учебное пособие для вузов / В. В. Алексеев. – Москва : Недра, 1983. – 381 с. – Текст : непосредственный.

6. Березин, В. П. Центробежные насосы / В. П. Березин. – Магадан, 1952. – 64 с. – Текст : непосредственный.

7. Брылевская, С. А. Работа С. А. Бурачека над гидрореактивным двигателем / С. А. Брылевская // Новый часовой. Русский военно-исторический журнал. – 1999. – № 8–9. – С. 145–154. – Текст : непосредственный.

8. Вентиляция шахт и карьеров / С. И. Луговский [и др.]. – Москва : Недра, 1964. – 307 с. – Текст : непосредственный.

9. Голинько, В. И. Вентиляция шахт и рудников : учебное пособие / В. И. Голинько, Я. Я. Лебедев, О. А. Муха. – Днепропетровск : Национальный горный университет, 2012. – 266 с. – Текст : непосредственный.

10. Горшков, А. М. Насосы / А. М. Горшков. – Москва – Ленинград : Госэнергоиздат, 1947. – 188 с. – Текст : непосредственный.

11. Дорошенко, Г. Справочная книга для горных инженеров и техников по горной части. Т. 2. Горное искусство / Г. Дорошен-

ко. – Санкт-Петербург : Типография Императорской Академии наук, 1880. – 532 с. – Текст : непосредственный.

12. Картавый, Н. Г. Стационарные машины : учебник для вузов / Н. Г. Картавый. – Москва : Недра, 1981. – 327 с. – Текст : непосредственный.

13. Курбатова, О. А. История развития горной механики : учебное пособие / О. А. Курбатова, А. З. Харин ; ДГВТУ. – Владивосток, 2004. – 137 с. – Текст : непосредственный.

14. Логвинович, Г. В. Работы Н. Е. Жуковского в области гидродинамики / Г. В. Логвинович, О. П. Шорыгин // Ученые записки ЦАГИ. – Т. XXVIII. – № 1. – 1997. – С. 8. – Текст : непосредственный.

15. Ломакин, А. А. Центробежные и осевые насосы / А. А. Ломакин. – Ленинград : Машиностроение, 1965. – 185 с. – Текст : непосредственный.

16. Ломоносов, М. В. Полное собрание сочинений. Т. 1. Труды по физике и химии 1738–1746 гг. / под ред. С. И. Вавилова [и др.]. – Москва – Ленинград : Издательство Академии наук СССР, 1950. – 628 с. – Текст : непосредственный.

17. Насосы. Справочное пособие / К. Бадек [и др.] ; перевод с немецкого В. В. Малюшенко, М. К. Бобка. – Москва : Машиностроение, 1979. – 500 с. – Текст : непосредственный.

18. Первые основания металлургии, или рудных дел / М. Ломоносовъ. – Санкт-Петербургъ : При Императорской Академіи Наукъ, 1763. – 436 с. – Текст : непосредственный.

19. Плютов, Ю. А. История техники в горном деле / Ю. А. Плютов. – Москва : Грифон, 2017. – 728 с. – Текст : непосредственный.

20. Рипп, М. Г. Рудничные вентиляторные и водоотливные установки : учебное пособие / М. Г. Рипп, А. И. Петухов, А. М. Мирошник. – Москва : Недра, 1968. – 296 с. – Текст : непосредственный.

21. Стационарные установки шахт / под ред. Б. Ф. Братченко. – Москва : Недра, 1977. – 440 с. – Текст : непосредственный.

22. Степанов, А. И. Центробежные и осевые насосы. Теория, конструирование и применение / А. И. Степанов. – Москва : Государственное научно-техническое издательство машиностроительной литературы, 1960. – 463 с. – Текст : непосредственный.

23. Степанов, А. И. Центробежные и осевые компрессоры, воздуходувки и вентиляторы. Теория, конструирование и применение / А. И. Степанов. – Москва : Государственное научно-техническое издательство машиностроительной литературы, 1960. – 347 с. – Текст : непосредственный.

24. Тиме, И. Атласъ къ справочной книге для горныхъ инженеровъ и техникумовъ по горной части / И. Тиме. – 2-е изд. – Санкт-Петербург : Типографія П. П. Сойкина, 1899. – 124 с. – Текст : непосредственный.

25. Турк, В. И. Насосы и насосные станции : учебник для вузов / В. И. Турк, А. В. Минаев, В. Я. Карелин. – Москва : Стройиздат, 1976. – 304 с. – Текст : непосредственный.

26. Филь, И. П. Горно-шахтные стационарные установки (вентиляторные, водоотливные, пневматические) : учебное пособие / И. П. Филь. – Киев : Техніка, 1969. – 320 с. – Текст : непосредственный.

27. Хаджиков, Р. Н. Горная механика : учебник для горных техникумов / Р. Н. Хаджиков. – 5-е изд., перераб. и доп. – Москва : Недра, 1973. – 424 с. – Текст : непосредственный.

28. Хаджиков, Р. Н. Горная механика / Р. Н. Хаджиков, С. А. Бутаков. – Москва : Недра, 1982. – 407 с. – Текст : непосредственный.

29. Черкасский, В. М. Насосы, вентиляторы, компрессоры : учебник для теплоэнергетических специальностей вузов / В. М. Черкасский. – 2-е изд., перераб. и доп. – Москва : Энергоатомиздат, 1984. – 416 с. – Текст : непосредственный.

30. Чугаев, Р. Р. Гидравлика (техническая механика жидкости) : учебник для вузов / Р. Р. Чугаев. – Ленинград : Энергоиздат, Ленинградское отделение, 1982. – 672 с. – Текст : непосредственный.

31. Шахтные вентиляторные установки главного проветривания / Г. А. Бабак, К. П. Бочаров, А. Т. Волохов [и др.]. – Москва : Недра, 1981. – 263 с. – Текст : непосредственный.

32. Шейпак, А. А. История создания насосов и механика жидкости (посвящается столетию кафедры Э10 МГТУ имени Н. Э. Баумана) // Наука и образование. Электрон. журн. – 2015. – № 5. – С. 1–18. – Режим доступа : <http://engineering-science.ru/doc/776292.html>.

33. Шерстюк, А. Н. Насосы, вентиляторы, компрессоры : учебное пособие для втузов / А. Н. Шерстюк. – Москва : Высшая школа,

1972. – 344 с. – Текст : непосредственный.

34. Щербаков, Ю. С. Расчет шахтной вентиляторной установки : учебное пособие / Ю. С. Щербаков, Н. В. Ерофеева ; КузГТУ. – Кемерово, 2017. – 206 с. – Текст : непосредственный.

35. Шлипченко, З. С. Насосы, компрессоры и вентиляторы / З. С. Шлипченко. – Киев : Техніка, 1976. – 368 с. – Текст : непосредственный.

36. Узатис, А. И. Курсь горнаго искусства / А. И. Узатис. – Санкт-Петербург : Типография Карла Крайя, 1843. – 480 с. – Текст : непосредственный.

37. Gracey, M. T. High pressure pumps & systems // 2005 WJTA American Waterjet Conference August 21–23, 2005. Houston, Texas.

38. Hütte. Справочная книга для инженеров, архитекторов, механиков и студентов. Т. 2. – 14-е изд. / перевод с 25-го немецкого издания. – Москва – Ленинград : Государственное научно-техническое издательство, 1931. – 1470 с. – Текст : непосредственный.

39. Simulation of three-dimensional unsteady flow in hydraulic pumps / В.Р.М. Van Esch. The Netherlands. – 1997. – 152 p. – Текст : непосредственный.

### **3. Нормативная литература**

40. Федеральные нормы и правила в области промышленной безопасности «Правила безопасности при ведении горных работ и переработки твердых полезных ископаемых». Серия 03. Выпуск 78. – Москва : Закрытое акционерное общество «Научно-технический центр исследований проблем промышленной безопасности», 2015. – 760 с. – Текст : непосредственный.

41. Правила технической эксплуатации угольных и сланцевых шахт. – Москва : Недра, 1976. – 303 с. – Текст : непосредственный.

42. Временные нормы технологического проектирования угольных и сланцевых шахт ВНТП 1-92. – Москва, 1993. – 111 с. – Текст : непосредственный.

43. ГОСТ 11004–84. Вентиляторы шахтные главного проветривания. Технические условия. – Москва : Издательство стандартов, 1989. – 36 с. – Текст : непосредственный.

44. ГОСТ 8732–78. Трубы стальные бесшовные горячедеформированные. Сортамент. – Москва : Издательство стандартов, 1988. – 13 с. – Текст : непосредственный.

#### **4. Интернет-ресурсы**

45. <http://npgm.ru>. (вентиляторы типа ВО-К).
46. <http://www.ventprom.com>. (вентиляторы типа ВО-АР, ВО-АН, типа ВДК).
47. <https://tgmash.ru>. (насосы типа ЦНСШ).

## ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3
Введение. История развития шахтных стационарных установок	4
Глава 1. Общие сведения о стационарных установках	18
1.1. Классификация стационарных машин	18
1.2. Основные параметры стационарных машин	21
Контрольные вопросы	25
Глава 2. Вентиляторные и водоотливные установки. Основы общей теории	26
2.1. Устройство и принцип действия турбомашин	26
2.1.1. Устройство и принцип действия центробежных турбомашин	26
2.1.1.1. Устройство центробежных насосов	26
2.1.1.2. Устройство центробежных вентиляторов	35
2.1.1.3. Принцип действия центробежных турбомашин	39
2.1.2. Устройство и принцип действия осевых турбомашин	39
2.1.2.1. Лопатка рабочего колеса	40
2.1.2.2. Рабочее колесо осевого вентилятора	42
2.1.2.3. Направляющий аппарат	43
2.1.2.4. Диффузор	45
2.1.2.5. Подводящий канал и выходная часть вентилятора	46
2.2. Кинематика потока в рабочем колесе центробежной и осевой турбомашин	47
2.2.1. Кинематика потока в рабочем колесе центробежной турбомашинны	47
2.2.2. Кинематика потока в рабочем колесе осевой турбомашинны	49
2.3. Теоретическая производительность (подача) центробежной и осевой турбомашин	50
2.3.1. Теоретическая производительность (подача) центробежной турбомашинны	50
2.3.2. Теоретическая производительность осевой турбомашинны	51
2.4. Теоретический напор рабочего колеса турбомашинны	52
2.5. Элементы вихревой теории	56
2.5.1. Циркуляция потока вокруг лопастей	58
2.6. Основное уравнение турбомашинны	60

2.7. Теоретическая и действительная индивидуальная характеристика турбомашин	61
2.7.1. Теоретическая характеристика турбомашин	61
2.7.2. Действительная индивидуальная характеристика турбомашин	65
2.8. Подобие турбомашин	69
2.9. Законы пропорциональности	71
2.10. Пересчет индивидуальной характеристики турбомашин на новые параметры (диаметр, частоту, плотность)	73
2.11. Универсальная характеристика турбомашин	78
2.12. Удельная частота вращения турбомашин	80
2.13. Внешние сети вентиляторных и водоотливных установок. Характеристика внешней сети	83
2.13.1. Внешние сети водоотливных установок	83
2.13.2. Внешние сети вентиляторных установок	85
2.14. Режимы работы турбомашин на внешнюю сеть	86
2.15. Условия устойчивой работы центробежной и осевой турбомашин на внешнюю сеть	87
Контрольные вопросы	89
Глава 3. Водоотливные установки	90
3.1. Центробежные насосы	90
3.1.1. Классификация центробежных насосов. Тенденция развития их устройства	90
3.1.2. Действующие на рабочее колесо центробежного насоса нагрузки и способы их компенсации	96
3.1.2.1. Действующая на рабочее колесо центробежного насоса осевая нагрузка и способы ее компенсации	96
3.1.2.2. Действующая на рабочее колесо центробежного насоса радиальная нагрузка и способы ее компенсации	100
3.1.3. Высота всасывания и явление кавитации	103
3.1.4. Способы заливки насосов перед пуском	107
3.1.5. Явление гидроудара	111
3.1.6. Совместная работа турбомашин на внешнюю сеть	114
3.1.6.1. Последовательное соединение	114
3.1.6.2. Параллельное соединение турбомашин	117
3.1.7. Регулирование работы насосов	121
3.1.7.1. Дроссельное регулирование	121

3.1.7.2. Регулирование изменением частоты вращения вала машины	122
3.1.7.3. Регулирование уменьшением диаметра рабочих колес	123
3.1.7.4. Регулирование уменьшением числа рабочих колес	125
3.1.7.5. Регулирование перепуском части воды	126
3.1.7.6. Регулирование изменением количества напорных трубопроводов	127
3.1.7.7. Регулирование изменением диаметра трубопровода	128
3.1.7.8. Регулирование впуском атмосферного воздуха во всасывающий трубопровод	129
3.2. Технологические схемы водоотливных установок	130
3.3. Требования правил безопасности к водоотливным установкам	139
3.4. Методика расчета водоотливной установки	140
3.4.1. Исходные данные	140
3.4.2. Определение расчетной производительности насоса	141
3.4.3. Ориентировочный напор насоса	141
3.4.4. Выбор типоразмера насоса	141
3.4.5. Проверка устойчивости режима работы насоса	142
3.4.6. Выбор коллектора	142
3.4.7. Расчет диаметра трубопровода	142
3.4.8. Определение толщины стенки трубопровода	143
3.4.9. Выбор труб	143
3.4.10. Определение скорости движения воды	144
3.4.11. Определение гидравлических потерь в трубопроводе	144
3.4.12. Уравнение характеристики сети	145
3.4.13. Определение рабочего режима насоса	145
3.4.14. Определение мощности двигателя насоса	145
3.4.15. Определение продолжительности работы насосной установки	146
3.4.16. Определение максимальной геометрической высоты всасывания	146
3.4.17. Расчет гидроэлеватора	146
3.4.18. Расчет объема водосборника	148
Контрольные вопросы	148
Глава 4. Вентиляторные установки	149
4.1. Классификация вентиляторных установок. Тенденция развития устройства вентиляторов	149

4.2. Особенности работы вентиляторных установок	153
4.3. Требования правил безопасности к вентиляторным установкам	156
4.4. Регулирование вентиляторных установок	159
4.4.1. Регулирование дросселированием потока	159
4.4.2. Регулирование изменением частоты вращения ротора	160
4.4.3. Регулирование изменением направления потока на входе	161
4.4.4. Регулирование поворотом лопастей рабочего колеса	163
4.5. Реверсирование вентиляторных установок	165
4.6. Методика эксплуатационного расчета вентиляторной установки	166
4.6.1. Выбор вентилятора	167
4.6.2. Построение характеристики вентиляционной сети	167
4.6.3. Определение параметров рабочих режимов	167
4.6.4. Резерв подачи вентилятора	169
4.6.5. Реверсирование вентиляционной струи	169
4.6.6. Расчет мощности и выбор электродвигателя	170
4.6.7. Определение расхода электроэнергии	170
Контрольные вопросы	171
Заключение	172
Список литературы	173

Ерофеева Наталья Валерьевна

**Стационарные установки  
Водоотливные и вентиляторные установки**

Учебное пособие

Редактор З. М. Савина

Подписано в печать 08.04.2021. Формат 60×84/16  
Бумага офсетная. Гарнитура «Times New Roman». Уч.-изд. л. 14,00  
Тираж 100 экз. Заказ

Кузбасский государственный технический университет  
имени Т. Ф. Горбачева  
650000, Кемерово, ул. Весенняя, 28  
Издательский центр Кузбасского государственного  
технического университета имени Т. Ф. Горбачева  
650000, Кемерово, ул. Д. Бедного, 4а