Белорусский национальный технический университет

Факультет технологий управления и гуманитаризации

Кафедра ЮНЕСКО
«Энергосбережение и возобновляемые источники энергии»

СОГЛАСОВАНО
Заведующий кафедрой ЮНЕСКО «Энергосбережение и возобновляемые источники энергии»
В.Л Червинский
27.06.2025 г.

СОГЛАСОВАНО
Декан факультета технологий управления и гуманитаризации
Г.М.Бровка
27.06.2025 г.

ЭЛЕКТРОННЫЙ УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКИЙ КОМПЛЕКС ПО УЧЕБНОЙ ДИСЦИПЛИНЕ

«Нагнетательные и расширительные машины»

для специальности
7-07-0712-02 «Теплоэнергетика и теплотехника»

Составитель: Рекс Александр Георгиевич

Минск ◊ БНТУ ◊ 2025

Рассмотрен и утвержден на заседании совета факультета технологий управления и гуманитаризации 26.05.2025 г., протокол № 9.

Перечень материалов

Теоретический раздел
- конспект лекций

Практический раздел
- лабораторный практикум
- методическое пособие к практическим занятиям
- методические указания к курсовой работе

Контроль знаний
- экзаменационные вопросы

Вспомогательный раздел
- содержание учебного материала;
- список литературы

Пояснительная записка

Целью ЭУМК «Нагнетательные и расширительные машины» является оказание помощи при приобретении студентами знаний и навыков в области нагнетательной техники, включающей в себя определение параметров и характеристик нагнетателей, определение режима их работы и регулирование, обеспечение экономичной эксплуатации устройств.

ЭУМК содержит четыре раздела. В теоретическом разделе представлены лекционные материалы. Практический раздел включает методические рекомендации для проведения лабораторных и практических занятий, рекомендации для выполнения курсовой работы. Раздел контроля знаний включает экзаменационные вопросы. Вспомогательный раздел содержит основные разделы учебного материала дисциплины и список рекомендуемой литературы.

Материалы учебно-методического комплекса представлены в формате PDF. Учебные материалы структурированы по разделам. Предусматривается навигация по разделам, что обеспечивает возможность быстрого поиска требуемой информации.

ЭУМК «Нагнетательные и расширительные машины» может быть рекомендован для студентов энергетических специальностей.

Открытие ЭУМК производится посредством запуска файла «Нагнетательные машины.pdf» без предварительной инсталляции.

СОДЕРЖАНИЕ

ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ РАЗДЕЛ 6
1. Введение 6
2. Типы нагнетателей и основные рабочие параметры 7
2.1. Типы нагнетателей 7
2.2. Основные параметры работы нагнетателей 8
3. Теоретический и действительный напор центробежного нагнетателя 14
3.1. Способ действия. Кинематика потока в колесе центробежного нагнетателя 14
3.2. Физические механизмы передачи энергии потоку в колесе нагнетателя 17
3.3. Теоретический напор центробежного нагнетателя. Уравнение Эйлера 18
3.4. Действительный напор центробежного нагнетателя 20
3.5. Влияние угла выхода с лопатки β_2 на напор центробежного нагнетателя 21
3.6. Три типа рабочих лопаток центробежного нагнетателя 23
3.7. Влияние угла выхода с лопатки на скоростную и статическую составляющие теоретического напора центробежного нагнетателя 24
4. Характеристики нагнетателей 27
4.1. Теоретические характеристики центробежных нагнетателей при постоянной частоте вращения рабочего колеса 27
4.2. Действительные характеристики центробежных нагнетателей при постоянной частоте вращения рабочего колеса 30
5. Подобие нагнетателей 34
5.1. Условия подобия. Соотношения пропорциональности 34
5.1. Коэффициент быстроходности. Типы рабочих колес 37
6. Влияние частоты вращения рабочего колеса на характеристики центробежного нагнетателя 39
6.1 Влияние частоты вращения рабочего колеса на характеристики нагнетателя 39
6.2. Универсальные характеристики центробежного нагнетателя 41
7. Работа нагнетателя в сети 44
8. Регулирование центробежных нагнетателей 48
8.1. Дроссельное регулирование при постоянной частоте вращения вала . 48
8.2. Регулирование изменением частоты вращения рабочего колеса 50
8.3. Регулирование подачи поворотными направляющими на входе в рабочее колесо 51
9. Кавитация. Высота всасывания центробежного насоса 54
10. Совместная работа нагнетателей 57
10.1. Совместная работа двух параллельно включенных нагнетателей 57
10.1.1. Совместная работа двух параллельно включенных одинаковых нагнетателей 58
10.1.2. Совместная работа двух параллельно включенных нагнетателей с разными характеристиками 59

10.2. Совместная работа двух последовательно включенных вентиляторов61
10.2.1. Совместная работа двух последовательно включенных одинаковых нагнетателей 62
10.2.2. Совместная работа двух последовательно включенных нагнетателей с разными характеристиками 63
11. Устойчивость работы нагнетателей 65
12. Рабочее колесо центробежного насоса 69
12.1. Устройство рабочего колеса 69
12.2. Типы рабочих колес 69
13. Осевые нагнетатели 71
14. Поршневые насосы 73
14.1 Типы поршневых насосов 73
14.2 Производительность поршневого насоса 74
14.3 Высота всасывания поршневого насоса 77
14.4 Мощность и КПД поршневого насоса 78
14.5. Характеристика поршневого насоса 80
14.6. Работа поршневого насоса на сеть 81
14.7. Регулирование поршневого насоса 82
15. Компрессоры 83
15.1. Параметры и классификация 83
15.2. Термодинамика компрессорного процесса 83
15.3. Индикаторная диаграмма 84
15.4. Влияние конечного давления на производительность компрессора .. 87
15.5. Удельная работа в компрессорном процессе. Мощность и КПД 88
15.6. Многоступенчатое сжатие 90
15.6. Регулирование лопастных компрессоров 94
15.7. Регулирование поршневых компрессоров 97
15.8. Конструктивные типы поршневых компрессоров 102
ПРАКТИЧЕСКИЙ РАЗДЕЛ 107
ЛАБОРАТОРНЫЙ ПРАКТИКУМ 107
Лабораторная работа №1. Изучение распределения давления на поверхности лопатки 107
Лабораторная работа № 2. Исследование сил, действующих на лопатки в потоке воздуха 116
Лабораторная работа № 3. Изучение характеристик центробежного вентилятора 121
Лабораторная работа № 4. Изучение характеристик осевого вентилятора128
Лабораторная работа № 5. Работа центробежного вентилятора в сети 131
Лабораторная работа № 6. Исследование совместной работы двух параллельно включенных вентиляторов 137
Лабораторная работа № 7. Изучение совместной работы последовательно включенных центробежных вентиляторов 142
Лабораторная работа № 8. Изучение влияния частоты вращения рабочего колеса на характеристики центробежного вентилятора 147
Лабораторная работа № 9. Регулирование центробежных вентиляторов 152
Литература к лабораторному практикуму 156

МЕТОДИЧЕСКОЕ ПОСОБИЕ К ПРАКТИЧЕСКИМ ЗАНЯТИЯМ 157
1. Основные рабочие параметры нагнетателей 157
2. Работа нагнетателя в сети 165
3. Высота всасывания центробежного насоса 175
4. Поршневые насосы 178
5. Компрессоры 182
МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ К КУРСОВОЙ РАБОТЕ 184
1. ОСНОВНЫЕ РАБОЧИЕ ПАРАМЕТРЫ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ 184
1.1. Подача насоса 184
1.2. Напор и давление насоса 185
1.3. Мощность насоса 187
1.4. Коэффициент полезного действия насоса 187
1.5. Влияние частоты вращения рабочего колеса нагнетателя на параметры насоса 188
1.6. Высота всасывания центробежного насоса 188
2. РАБОЧЕЕ КОЛЕСО ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА 190
2.1. Устройство рабочего колеса 190
2.2. Кинематика потока жидкости в колесе. Треугольники скоростей 191
2.3. Типы рабочих колес 193
2.4. Упрощенный способ расчета рабочего колеса центробежного насоса 194
Литература к методическим указаниям по курсовой работе 197
КОНТРОЛЬ ЗНАНИЙ 198
Экзаменационные вопросы по дисциплине «Нагнетательные и расширительные машины» 198
ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЙ РАЗДЕЛ 200
Содержание учебного материала 200
Список рекомендуемой литературы 204

ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ РАЗДЕЛ

1. Введение

Энергией могут обладать как твердые тела, так и текучие среды, которые могут быть в жидком либо газообразном состоянии. Представляет интерес взаимного преобразования энергии твердых тел и текучих сред.

Устройства, в которых происходит взаимное преобразование механической или тепловой энергии твердых тел и текучих сред называются энергопреобразующими машинами. Примером наиболее распространенных в технике энергопреобразующих машин являются нагнетатели и двигатели.

Нагнетателями называются устройства, преобразующие механическую энергию твердых тел в потенциальную и кинетическую энергию текучих сред. К нагнетателям относятся вентиляторы, насосы, компрессоры.

В энергетических установках, холодильной технике и холодильных процессах используются все три типа нагнетателей.

В данном пособии рассматриваются принципы действия нагнетателей различных типов, их параметры работы и характеристики, особенности работы на сеть, влияние частоты привода на параметры и характеристики, основы регулирования.

Особое внимание уделяется обеспечению эффективной работы нагнетателей.

2. Типы нагнетателей и основные рабочие параметры

2.1. Типы нагнетателей

Нагнетатели – это устройства для преобразования механической работы в потенциальную или кинетическую энергию текучих сред. С помощью нагнетателей осуществляется либо перемещение текучих сред, либо повышение в этих средах давления.

Устройства для перемещения жидких сред называются насосами, газов – вентиляторами и компрессорами. Существуют устройства для получения глубокого вакуума в газовых средах, и называются они вакуум-насосами.

Все нагнетательные устройства характеризуются степенью повышения давления ε, которое представляет собой отношение давления на выходе устройства к давлению на его входе

$$\varepsilon = \frac{p_{\text{вых}}}{p_{\text{вх}}}.$$

В зависимости от величины ε нагнетатели, работающие с газовыми средами, подразделяют на вентиляторы, компрессоры и газодувки.

Вентиляторы – это устройства для перемещения газообразных сред со степенью повышения давления до $\varepsilon \le 1{,}15$.

Газодувки – это устройства, работающие при $\varepsilon > 1{,}15$ и не требующие искусственного охлаждения.

Компрессоры – это устройства для сжатия газов с $\varepsilon > 1{,}15$ и имеющие в большинстве случаев искусственное охлаждение полости, в которой происходит сжатие газа.

Существует достаточно много принципов классификации нагнетателей. Но наиболее главной классификацией является классификация принципу действия, в соответствии с которой нагнетатели подразделяются на объемные и лопастные.

В лопастных нагнетателях энергия потоку передается за счет действующих на среду сил в рабочих полостях. Рабочие полости постоянно соединены со входом и выходом устройства, клапаны отсутствуют. К лопастным нагнетателям относятся центробежные, осевые и вихревые нагнетатели.

В объемных нагнетателях энергия передается потоку за счет периодического изменения объема рабочих полостей и, соответственно, давления в них. Рабочие полости попеременно сообщаются с входом и выходом устройства. К объемным нагнетателям относятся поршневые, пластинчатые (роторные) и зубчатые (шестеренчатые) устройства.

2.2. Основные параметры работы нагнетателей

Работа нагнетательных устройств характеризуется рабочими параметрами, к которым относятся:

1. Подача (производительность);
2. Давление или напор;
3. Мощность;
4. Коэффициент полезного действия (КПД).

1. *Подача*.

Подача – это количество жидкости либо газа, подаваемое нагнетателем в единицу времени. Как следует из определения, подача нагнетателя, сообщающего жидкости движение, равна расходу этой жидкости в подключенном к нагнетателю трубопроводе.

Различают объемную Q и массовую M производительности. Объемная производительность нагнетателя Q определяется выражением

$$Q = c_{ср} F,$$

где $c_{ср}$ – средняя скорость движения потока в трубопроводе, F – площадь поперечного сечения трубопровода.

Массовая подача M связана с объемной подачей выражением

$$M = \rho Q,$$

где ρ – плотность перекачиваемой среды.

Единица измерения объемной производительности – $м^3/с$, а массовой – кг/с.

При отсутствии утечек массовая подача одинакова для всех сечений проточной полости нагнетателя.

Подача нагнетателя зависит от его типа и размеров, от скорости движения рабочих органов, от характеристик трубопровода.

2. *Давление и напор*.

Давление p нагнетателя представляет собой энергию, сообщенную единице объема перекачиваемой среды. Измеряется давление в Па ($Н/м^2$) или $Дж/м^3$. Напор H нагнетателя – это энергия, переданная единице веса среды. Единица измерения напора – м.

Давление p и напор H связаны соотношением $p = \rho g H$.

Полное давление $p_п$, состоит из статического $p_{ст}$ и динамического $p_д$ давлений

$$p_п = p_{ст} + p_д.$$

Динамическое давление можно определить из выражения

$$p_{\text{дин}} = \frac{\rho c^2}{2}.$$

Полное давление, развиваемое нагнетателем, может быть определено из уравнения Бернулли.

Создаваемое нагнетателем давление равно разности полных давлений на выходе и входе нагнетателя (рисунок 2.1) и оно равно

$$p = p_{\text{вых}} - p_{\text{вх}} + \frac{\rho\left(c_{\text{вых}}^{\ 2} - c_{\text{вх}}^{\ 2}\right)}{2} + \rho g\left(z_{\text{вых}} - z_{\text{вх}}\right),$$

где $c_{\text{вых}}$, $c_{\text{вх}}$, $p_{\text{вых}}$ и $p_{\text{вх}}$ – соответственно скорости и давления в жидкости на выходе и входе нагнетателя, $z_{\text{вых}}$ и $z_{\text{вх}}$ – координаты расположения центров выходного и входного сечений нагнетателя.

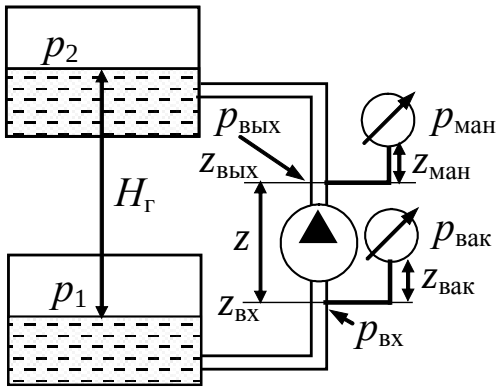

Рисунок 2.1. К определению давления нагнетателя

Напор, создаваемый насосом

$$H = \frac{p_{\text{вых}} - p_{\text{вх}}}{\rho g} + \frac{c_{\text{вых}}^{\ 2} - c_{\text{вх}}^{\ 2}}{2g} + \left(z_{\text{вых}} - z_{\text{вх}}\right)$$

При подключении к входному и выходному сечениям насоса манометра и вакуумметра (рисунок 2.1) необходимо записать уравнение Бернулли для сечений входа и выхода (начало отсчета вертикальной координаты – сечение входа):

$$H_{\text{вх}} = \frac{p_{\text{вх}}}{\rho g} + \frac{c_{\text{вх}}^{\ 2}}{2g},$$

$$H_{\text{вых}} = \frac{p_{\text{вых}}}{\rho g} + \frac{c_{\text{вых}}^{\,2}}{2g} + z$$

Тогда создаваемый нагнетателем напор

$$H = H_{\text{вых}} - H_{\text{вых}} = \frac{p_{\text{вых}} - p_{\text{вх}}}{\rho g} + \frac{c_{\text{вых}}^{\,2} - c_{\text{вх}}^{\,2}}{2g} + z.$$

В соответствии с показаниями вакуумметра на входе и манометра на выходе нагнетателя давления равны:

$$p_{\text{вх}} = p_{\text{атм}} - p_{\text{вак}} + \rho g z_{\text{вак}}$$
$$p_{\text{вых}} = p_{\text{атм}} + p_{\text{ман}} + \rho g z_{\text{ман}},$$

где $p_{\text{ман}}$ и $p_{\text{вак}}$ – показания манометра и вакуумметра, $z_{\text{ман}}$ и $z_{\text{вак}}$ – превышение положения манометра и вакуумметра над точками подключения к трубопроводу, z – разность уровней сечений входа и выхода насоса.

Тогда напор нагнетателя может быть определен по показаниям приборов

$$H = \frac{p_{\text{ман}} + p_{\text{вак}}}{\rho g} + \left(z + z_{\text{ман}} - z_{\text{вак}}\right) + \frac{c_{\text{вых}}^{\,2} - c_{\text{вх}}^{\,2}}{2g}$$

Если известны давления в верхнем и нижнем баках, а также положение уровней жидкости в них, то удобно определять напор насоса по этим параметрам.

Для этого необходимо записать уравнение Бернулли для сечений на уровне поверхностей жидкости в верхнем и нижнем баках и выбрать начало отсчета вертикальной координаты на уровне нижнего сечения

$$H_1 = \frac{p_1}{\rho g},$$
$$H_2 = \frac{p_2}{\rho g} + H_{\text{г}} + \Delta H_{\text{пот}},$$

где $H_{\text{г}}$ – полная геометрическая высота подъема жидкости, $\Delta H_{\text{пот}}$ – потери напора во всасывающем и нагнетательном трубопроводах $\Delta H_{\text{пот}} = \Delta H_{\text{вс}} + \Delta H_{\text{нагн}}$.

Выражения записаны в предположении постоянства уровней жидкости в баках и, соответственно, равенстве нулю скоростей жидкости.

В результате напор нагнетателя

$$H = \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + H_{\text{г}} + \Delta H_{\text{пот}}.$$

Потери напора в трубопроводе определяются как

$$\Delta H_{\text{пот}} = \left(\lambda \frac{l}{d} + \sum_i \zeta_i \right) \frac{c^2}{2g}$$

где l, d – длина и диаметр трубопровода, λ – гидравлический коэффициент трения в трубах, ζ_i – коэффициенты местных сопротивлений, c – скорость жидкости в трубопроводе. Если задана эквивалентная длина $l_{\text{экв}}$ местных сопротивлений, то в данную формулу подставляется общая длина ($l + l_{\text{экв}}$).

При перекачивании жидкости от открытого в открытый бак давления в них равны атмосферному давлению, и тогда напор насоса равен

$$H = H_{\text{г}} + \Delta H_{\text{пот}}.$$

3. *Мощность*.

Полезной энергией насоса называется энергия, полученная потоком среды от рабочих органов насоса.

Удельная полезная работа нагнетателя

$$l_{\text{п}} = \frac{p}{\rho} = gH.$$

Полезная мощность насоса может быть определена выражениями

$$N_{\text{п}} = pQ = \rho QgH = MgH.$$

При описании работы нагнетателей используют еще понятие удельной энергии нагнетателей l – энергии, подводимой к валу нагнетателя и отнесенной к единице массы подаваемой среды. Этой энергии соответствует мощность на валу $N_{\text{в}}$. Очевидно, что $l > l_{\text{п}}$, поскольку существуют потери энергии.

Единицы измерения мощности – 1 Вт = 1 Дж/с.

4. *Коэффициент полезного действия*.

Коэффициент полезного действия (КПД) нагнетателя определяется как отношение полезной мощности к мощности на валу насоса

$$\eta = N_{\text{п}} / N_{\text{в}}$$

Этим параметром описывается эффективность передачи жидкости энергии, подведенной к валу нагнетателя.

От вала двигателя к валу нагнетателя передается мощность на валу $N_в$. Мощность, передаваемая нагнетателем потоку среды, меньше мощности, передаваемой двигателем валу нагнетателя, на величину объемных, механических и гидравлических потерь энергии в нагнетателе. В соответствии с этим вводятся понятия механического $\eta_м$, объемного $\eta_о$ и гидравлического $\eta_г$ коэффициентов полезного действия.

Потери мощности ΔN на различные виды трения в рабочем органе нагнетателя являются механическими потерями. Механический КПД определяется выражением

$$\eta_м = (N_в - \Delta N)/N_в.$$

У современных нагнетателей механический КПД может изменяться в диапазоне $\eta_м = 0{,}92 \div 0{,}95$.

Объемные потери мощности возникают в результате утечек среды через уплотнения в нагнетателе, а также из-за перетоков жидкости из областей проточной полости с повышенным давлением в области с более низким. Если обозначить объемы утечек в единицу времени через ΔQ, то при подаче нагнетателя Q объемный КПД

$$\eta_о = Q/(Q + \Delta Q).$$

$\eta_0 = 0{,}96 \div 0{,}98$.

Гидравлический КПД учитывает потери, возникающие вследствие наличия гидравлических сопротивлений в подводящем и отводящем трубопроводах, в рабочем колесе нагнетателя. Гидравлический КПД определяется выражением

$$\eta_г = H/(H + \Delta H_{пот}) ,$$

где $\Delta H_{пот}$ – потери напора. Гидравлический КПД может изменяться в более широком диапазоне значений $\eta_г = 0{,}8 \div 0{,}96$.

Полный КПД равен произведению гидравлического, механического и объемного КПД:

$$\eta = \eta_м \, \eta_г \, \eta_о.$$

Внутренняя мощность, т.е. мощность, развиваемая рабочими органами нагнетателя в потоке перемещаемой среды

$$N_{вн} = \rho(Q + \Delta Q)(H + \Delta H_{пот})g.$$

Внутренним КПД называется отношение полезной мощности к внутренней

$$\eta_{\text{вн}} = \frac{N_{\text{п}}}{N_{\text{вн}}} = \frac{\rho QgH}{\rho\left(Q+\Delta Q\right)\left(H+\Delta H_{\text{пот}}\right)g} = \eta_0\eta_{\text{г}}.$$

3. Теоретический и действительный напор центробежного нагнетателя

3.1. Способ действия. Кинематика потока в колесе центробежного нагнетателя

В центробежных нагнетателях передача энергии потоку перекачиваемой среды осуществляется за счет взаимодействия лопаток рабочего колеса с потоком. Под действием центробежной силы при вращении колеса текучая среда перемещается от центра рабочего колеса (всасывающая полость) к его периферии (напорная область).

Схема центробежного вентилятора приведена на рис. 3.1. Перекачиваемая среда через входной коллектор 1 поступает на лопасти рабочего колеса. Рабочие лопасти 2, жестко скреплены с дисками, один из которых закреплен на валу, соединенным с валом приводного двигателя. Лопасти вращаются вокруг оси вала. Под действием центробежных сил перекачиваемая среда перемещается от центра к периферии, повышает свою энергию и выбрасывается в спиральную камеру, образованную корпусом 3, и далее вытесняется в напорный трубопровод 4. На входе в колесо возникает разрежение и к колесу поступает следующая порция среды.

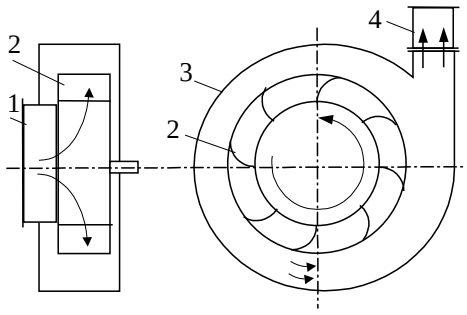

Рис. 3.1. Схема центробежного вентилятора

Межлопастное пространство образуется лопатками и внутренними поверхностями дисков. Каждая частица среды, попав в межлопастное пространство, участвует в сложном движении.

Частица вращается вместе с колесом, и это движение характеризуется окружной либо переносной скоростью $\vec{u}$. Направлена эта скорость по касательной к окружности вращения или перпендикулярно радиусу вращения. Одновременно частица перемещается относительно колеса, и это движение характеризуется относительной скоростью $\vec{w}$. Относительная скорость направлена по касательной к линии тока. При безотрывном обтекании линия тока совпадает с поверхностью лопатки. Поэтому относительная скорость направлена по касательной к поверхности лопатки.

Результирующая скорость потока жидкости в проточной полости насоса, называемая абсолютной скоростью, является векторной суммой окружной и относительной скоростей

$$\vec{c} = \vec{w} + \vec{u}.$$

Абсолютная скорость характеризует движение частицы относительно корпуса нагнетателя.

Эти три скорости образуют треугольники скоростей, которые, как правило, строятся на входе и выходе с лопатки рабочего колеса (рис. 3.2).

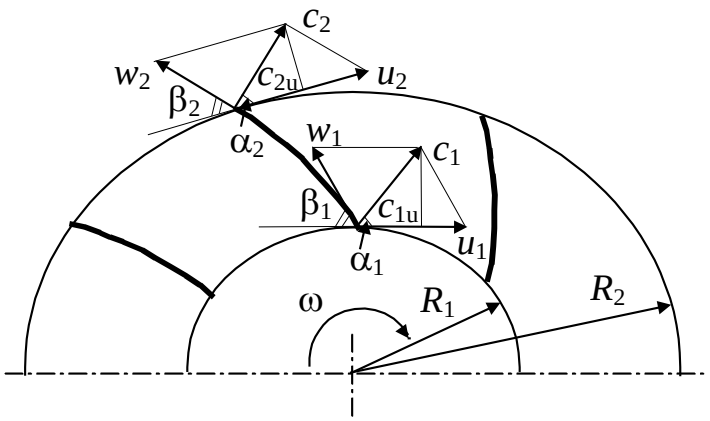

Рисунок 3.2. Кинематика потока в колесе центробежного нагнетателя

На рисунке

R_1 и R_2 – соответственно радиусы входа и выхода с лопатки,

ω – угловая скорость вращения колеса,

α – угол между векторами абсолютной и окружной скоростей,

β – угол между вектором относительной скорости и обратным продолжением окружной скорости,

c_u – проекция абсолютной скорости на направление окружной $c_u = c\cos\alpha$,

c_r – проекция абсолютной скорости на направление радиуса вращения $c_r = c\sin\alpha$.

Окружные скорости определяются по формулам

$$u_1 = \frac{\pi D_1 n}{60}, \qquad u_2 = \frac{\pi D_2 n}{60},$$

где n – частота вращения рабочего колеса (об/мин), диаметры входа и выхода $D_1 = 2R_1$, $D_2 = 2R_2$.

Треугольниками скоростей удобнее пользоваться, если они нарисованы без привязки к рабочему колесу (рис. 3.3). При построении треугольников принимается, что горизонтальное направление совпадает с направлением век-

тора окружной скорости, а вертикальное – с направлением радиуса вращения $\vec{r}$.

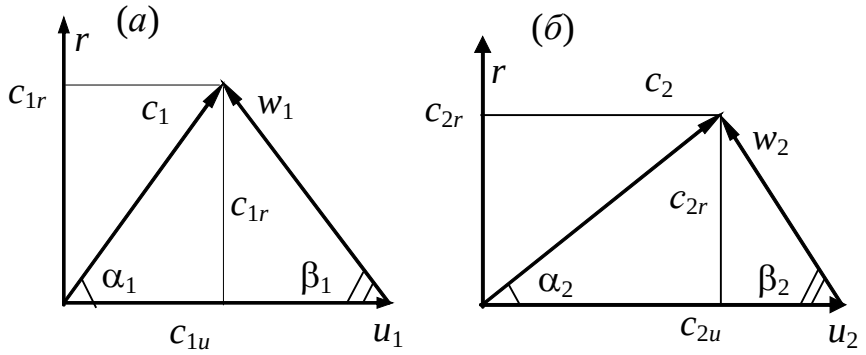

Рисунок 3.3. Треугольники скоростей на входе (*а*) и выходе (*б*) нагнетателя

В действительности кинематика потока в колесе нагнетателя намного сложнее. При закрытом запорном устройстве на напорном трубопроводе протекание жидкой среды через проточную полость отсутствует. Частицы среды вращаются вместе с колесом, и в результате в каналах рабочего колеса образуются осевые вихри, направленные против вращения колеса (рис. 3.4 а). Относительная скорость увеличивается на тыльной стороне лопатки и уменьшается на лицевой.

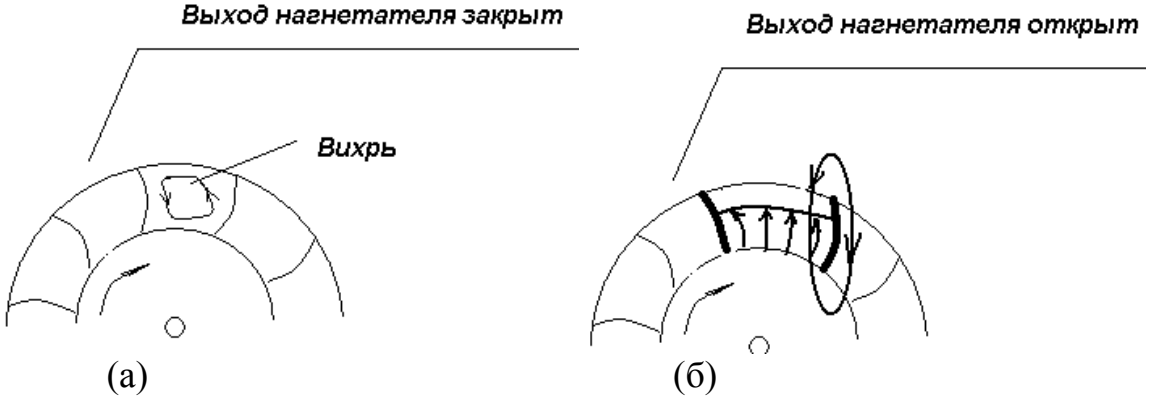

Рисунок 3.4

При открытом запорном устройстве нагнетатель перемещает среду, интенсивность вихря ослабевает. Но этот вихрь влияет на перераспределение относительных скоростей, возникает циркуляция среды вокруг лопатки (рис.3.4 б).

3.2. Физические механизмы передачи энергии потоку в колесе нагнетателя

Полное давление представляет сумму статического и динамического давлений

$$p_{п} = p_{ст} + p_{дин} = p_{ст} + \rho\frac{c_2^{\,2} - c_1^{\,2}}{2}$$

При прохождении через колесо нагнетателя происходит приращение давления

$$p = \left(p_2 - p_1\right)_{ст} + \rho\frac{c_2^{\,2} - c_1^{\,2}}{2}$$

где $(p_2\text{-}p_1)_{ст}$ – приращение статического давления ;

$\rho\frac{c_2^{\,2} - c_1^{\,2}}{2}$ – приращение динамического давления, связано с увеличением абсолютной скорости.

Приращение статического давления в колесе обусловлено центробежной силы и диффузорным эффектом. Диффузорный эффект – это повышение давления в потоке среды из-за уменьшения скорости при движении в расширяющемся межлопастном канале.

На каждую частицу вращающейся среды m действует центробежная сила

$$F_{ц} = am = m\omega^2 r,$$

где a – ускорение, ω – условная скорость вращения, r –радиус вращения частицы

Под действием центробежной силы частица перемещается от центра вращения к периферии колеса. Элементарная работа при бесконечно малом перемещении dr

$$dA_{ц} = m\omega^2 r dr.$$

Полная работа центробежной силы при движении среды в рабочем колесе от входа до выхода с лопатки

$$A_{ц} = \int_{R_1}^{R_2} m\omega^2 r dr$$

Если m = const и ω = const, то

$$A_{ц} = \int_{R_1}^{R_2} m\omega^2 r dr = m\omega^2 \int_{R_1}^{R_2} r dr = m\omega^2 \frac{r^2}{2}\Big|_{R_1}^{R_2} = m\omega^2 \frac{R_2^2 - R_1^2}{2}$$

Поскольку $u = \omega r$ – линейная скорость движения частицы, то

$$A_{ц} = m \cdot \frac{u_2^2 - u_1^2}{2}$$

Давление – это работа, переданная единице объема потока среды

$$p_{ц} = \frac{A_{ц}}{V} = \frac{m}{V} \cdot \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} = \rho \cdot \frac{u_2^2 - u_1^2}{2}$$

Давление, создаваемое центробежной силой, зависит от частоты вращения рабочего колеса, от его наружного диаметра. Чем больше частота вращения и чем больше радиус выхода с лопатки, тем больше окружная скорость u_2 и, соответственно, давление $p_{ц}$.

Повышение давления за счет диффузорного эффекта

$$p_{д} = \rho \frac{w_1^2 - w_2^2}{2}.$$

Диффузорное давление повышается при уменьшении относительной скорости на выходе с лопатки. Чем меньше относительная скорость на выходе из рабочего колеса, тем сильнее повышается давление.

Таким образом, теоретическое давление, создаваемое рабочим колесом центробежного нагнетателя, определяется выражением

$$p = \rho \cdot \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \rho \cdot \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} + \rho \cdot \frac{c_2^2 - c_1^2}{2}$$

В выражении первое слагаемое описывает давление нагнетателя за счет центробежной силы, второе – за счет диффузорного эффекта, третье - определяется изменением абсолютной скорости на входе и выходе с лопатки.

3.3. Теоретический напор центробежного нагнетателя. Уравнение Эйлера

Как было показано ранее, кинематика потока в межлопастном канале центробежного нагнетателя сложна. Поэтому для описания потока используются следующие упрощающие предположения.

1. Перекачиваема среда несжимаемая, и вязкость отсутствует

2. Рабочее колесо имеет бесконечное число лопастей равное *z*, тогда движение в межлопастном канале можно представить как струйное и тогда относительное движением можно характеризовать одним постоянным вектором относительной скорости на входе и другим постоянным вектором на выходе.

3. Осевая симметрия потока, т.е. все струйки потока симметричны относительно оси вращения.

4. Поток является плоским, т.е. отсутствует градиент скорости вдоль оси вращения.

Расчет напора центробежного нагнетателя основан на использовании закона сохранения момента количества движения.

Применительно к колесу нагнетателя в соответствии с данным законом изменение момента количества движения потока жидкости, проходящего через колесо нагнетателя в единицу времени, равно моменту сил реакции лопаток колеса.

Пусть через рабочее колесо проходит поток несжимаемой жидкости (ρ=const) с расходом Q. Моменты количества движения в единицу времени соответственно на входе $\rho Q c_1 l_1$ и на выходе $\rho Q c_2 l_2$ (l_1 и l_2 – плечи абсолютных скоростей на входе и выходе колеса).

Тогда закон сохранения записывается как

$$M_T = \rho Q c_2 l_2 - \rho Q c_1 l_1,$$

где $M_{T\infty}$– теоретический момент, передаваемый от лопаток к потоку.

Из геометрических соображений $l_1 = R_1 \cos\alpha_1$, $l_2 = R_2 \cos\alpha_2$. Тогда

$$\left.\begin{array}{l} M_T = \rho Q\left(c_2 R_2 \cos\alpha_2 - c_1 R_1 \cos\alpha_1\right), \\ c_1 \cdot \cos\alpha_1 = c_{1u} \\ c_2 \cdot \cos\alpha_2 = c_{2u} \end{array}\right\} \Rightarrow M_{T\infty} = \rho Q\left(R_2 c_{2u} - R_1 c_{1u}\right).$$

Мощность, передаваемая потоку жидкости в межлопастном канале

$$\left.\begin{array}{l} N_T = M_T \omega = \rho Q \omega\left(R_2 c_{2u} - R_1 c_{1u}\right) \\ u_1 = \omega R_1 \\ u_2 = \omega R_2 \end{array}\right\} \Rightarrow N_T = \rho Q\left(u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}\right).$$

С другой стороны, мощность потока является произведением проходящей в секунду через колесо массы жидкости на удельную работу

$$N_{\text{Т}}=\rho Q l_{\text{п}} = \rho Q g\, H_{\text{Т}}.$$

После приравнивания выражений для мощности получается

$$\rho Q\left(u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}\right) = \rho Q g H_{\text{Т}}$$

Отсюда

$$H_{\text{т}} = \frac{u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}}{g}.$$

Это выражение называется уравнением Эйлера и позволяет определить теоретический напор центробежного нагнетателя.

Теоретическое давление связано с напором $p=\rho g H$ и равно

$$p_{\text{т}} = \rho(u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u})$$

При отсутствии закрутки потока на входе на лопатку проекция $c_{1\text{u}} = 0$, и поток движется вдоль радиуса вращения колеса. В этом случае (см. рис. 3.3) $\alpha_1 = 90^{\,0}$. Напор нагнетателя равен

$$H_{\text{Т}} = \frac{u_2 c_{2u}}{g}$$

Видно, что устранение закрутки потока позволяет увеличить создаваемый напор.

Нагнетатели, в которых отсутствует закрутка потока, называются радиальными. В них абсолютная скорость радиальна.

3.4. Действительный напор центробежного нагнетателя

В действительности жидкости и газы обладают вязкостью. Вследствие этого при их течении через проточную полость нагнетателя возникают гидравлические потери энергии. Кроме того, число лопастей на колесе не бесконечно. Ширина межлопасных каналов шире, в них возможно образование завихрений потока, что также приводит к потерям энергии.

Действительный напор нагнетателя определяется выражением

$$H = \eta_{\text{г}} \mu H_{\text{Т}}$$

Здесь $\eta_г$ – гидравлический КПД, μ – коэффициент, учитывающий конечное число лопастей. Для технических оценок используют его значение $\mu \approx 0{,}8$. Более точно коэффициент определяется по формуле Стодолы

$$\mu = 1 - \frac{u_2}{c_{2u}} \cdot \frac{\pi}{z} \sin\beta_2,$$

где z – число лопастей колеса.

Для насосов принимают $z = 6 \div 8$; для вентиляторов – $z = 20 \div 30$.

3.5. Влияние угла выхода с лопатки β_2 на напор центробежного нагнетателя

Рассматривается нагнетатель с радиальным входом на лопатку: $\alpha_1 = 90^0$ и $c_{1u} = 0$. На рисунке 3.5 показаны треугольники скоростей на входе (а) и на выходе (б) с лопатки.

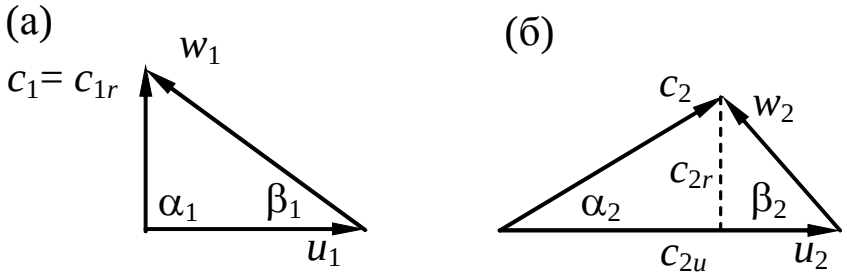

Рисунок 3.5

Для нагнетателя с радиальным входом теоретический напор равен

$$H_{\text{Т}} = \frac{u_2 c_{2u}}{g}.$$

Для выражения компоненты скорости c_{2u} через угол выхода β_2 используется треугольник выхода:

$$u_2 = c_{2u} + c_{2r}\text{ctg}\beta_2,$$

где c_{2r} – радиальная составляющая скорости.

Тогда

$$c_{2u} = u_2 - c_{2r}\text{ctg}\beta_2,$$

$$H_{\text{Т}} = \frac{u_2 c_{2u}}{g} = \frac{u_2(u_2 - c_{2r}\text{ctg}\beta_2)}{g},$$

$$H_{\text{Т}} = \frac{u_2^{\,2} - u_2 c_{2r}\text{ctg}\beta_2}{g} = \frac{u_2^{\,2}}{g} - \frac{u_2 c_{2r}\text{ctg}\beta_2}{g}.$$

Обозначим отдельные компоненты последнего выражения:

$$A = \frac{u_2^{\,2}}{g}, \quad B = \frac{u_2 c_{2r}}{g}.$$

Тогда выражение для зависимости напора от угла выхода имеет более простой вид

$$H_{\text{Т}} = A - B\text{ctg}\beta_2.$$

Для построения этой зависимости определим экстремальные точки.

1. Если $\beta_2=0$, то $H_{\text{Т}}= -\infty$.
2. Если $\beta_2=90^0$, то $H_{\text{Т}} = u_2^{\,2} \big/ g$
3. Если $\beta_2=180^0$, то $H_{\text{Т}}= \infty$.

Точка пересечения зависимости напора с осью абсцисс при $H_{\text{Т}}= 0$:

$$\frac{u_2^{\,2}}{g} - \frac{u_2 c_{2r}\text{ctg}\beta_2}{g} = 0.$$

Отсюда

$$\text{ctg}\beta_2 = \frac{u_2}{c_{2r}}, \text{ либо } \beta_2' = \text{arcctg}\frac{u_2}{c_{2r}}.$$

Тогда зависимость напора от угла выхода с лопатки имеет показанный на рисунке 3.6 вид.

На рисунке показана положительная часть напора, поскольку именно та часть имеет практический интерес.

Видно, что теоретический напор центробежного нагнетателя существенно зависит от условий выхода с лопатки и в зависимости от β_2 изменяется в диапазоне от $-\infty$ до $+\infty$. Наиболее сильная зависимость от угла наблюдается при углах, близких к нулю и близких к 180^0.

Необходимо отметить, в действительности угол выхода потока β_2 с лопатки отличается от лопаточного угла $\beta_{2л}$, который характеризует поверхность лопатки. Обусловлено это отрывом потока с поверхности лопатки.

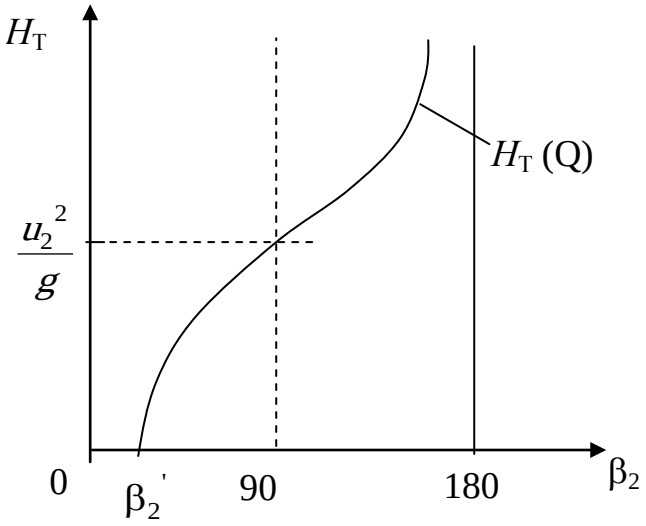

Рисунок 3.6. Влияние угла β_2 на теоретический напор центробежного нагнетателя

Поэтому вводится угол скоса потока:

$$\sigma = \beta_{2л} - \beta_2.$$

Угол σ может изменяться в диапазоне от 3 до 5^0.

3.6. Три типа рабочих лопаток центробежного нагнетателя

Существует три типа рабочих лопаток центробежного нагнетателя в зависимости от величины угла выхода $\beta_{2л}$:

1. Лопасти, отогнутые назад (по ходу вращения колеса) для $\beta_{2л} < 90^0$ (рисунок 3.7а);

2. Радиальные лопасти, для них $\beta_{2л} = 90^0$ (рисунок 3.7б);

3. Лопасти, отогнутые вперед для углов $\beta_{2л} > 90^0$ (рисунок 3.7в).

Для всех типов лопастей угол $\beta_{1л} < 90^0$;

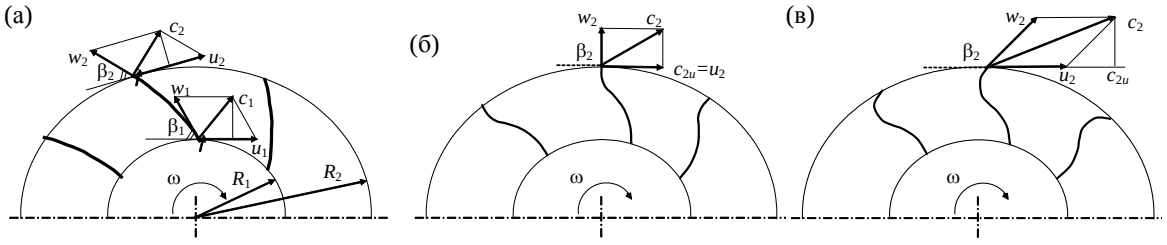

Рисунок 3.7. Типы рабочих лопастей

К конструкциях нагнетателей встречаются все три типа лопастей.

В насосах и компрессорах применяются только лопасти, отогнутые назад.

Центробежные вентиляторы имеют все три типа лопастей.

Лопасти, загнутые назад, более удобообтекаемы и для них диапазон скоростей безотрывного обтекания шире. Поэтому гидравлические потери при течении среды в межлопастных каналах будут меньше, и КПД нагнетателя будет выше.

Преимуществом радиальных лопастей вентиляторов являются небольшие потери давления не трение в межлопастных каналах и сравнительно высокий КПД. Но при увеличении подачи характерно значительное повышение потребляемой мощности и усиление шума.

Преимуществом нагнетателей с загнутыми вперед лопастями являются высокие давления и большие подачи. При этом окружные скорости меньше, чем для лопастей других форм. Это позволяет применять рабочие колеса небольших диаметров. Недостаток – небольшой КПД и крутая характеристика потребляемой мощности, появление значительного шума при высоких окружных скоростях.

3.7. Влияние угла выхода с лопатки на скоростную и статическую составляющие теоретического напора центробежного нагнетателя

Поскольку полный напор имеет две составляющие – скоростную $H_{ск}$ и статическую $H_{ст}$, то представляет интерес влияния на них угла выхода β_2.

Для упрощения выводов предполагается равенство радиальных составляющих абсолютной скорости на входе и выходе с лопатки $c_{1r} = c_{2r}$.

Полный напор

$$H_{\text{Т}} = \frac{u_2 c_{2u}}{g}.$$

С другой стороны

$$H_{\text{Т}} = H_{ск} + H_{ст} = \frac{{c_2}^2 - {c_1}^2}{2g} + \frac{{u_2}^2 - {u_1}^2}{2g} + \frac{{w_1}^2 - {w_2}^2}{2g}.$$

После преобразований на основе использования треугольников скоростей можно получить выражения для компонент напора:

$$H_{ск} = \frac{(u_2 - c_{2r}\text{ctg}\beta_2)^2}{2g},$$

$$H_{\text{ск}} = \frac{u_2^{\,2} - (c_{2r}\text{ctg}\beta_2)^2}{2g}.$$

Для графического построения этих зависимостей находим экстремальные точки.

$H_{\text{ст}} = 0$, если $u_2^{\,2} - (c_{2r}\text{ctg}\beta_2)^2 = 0$. Отсюда имеем

$$\beta_2^{\,'} = \text{arcctg}\frac{u_2}{c_{2r}} \text{ и } \beta_2^{\,''} = \text{arcctg}\left(-\frac{u_2}{c_{2r}}\right).$$

Статический напор имеет максимальное значение, когда $\text{ctg}\beta_2 = 0$, т.е. при угле $\beta_2 = 90^0$.

Вид зависимостей полного напора $H_{\text{Т}}$, статической $H_{\text{ст}}$ и скоростной $H_{\text{ск}}$ составляющих от угла β_2 показан на рисунке 3.8. Скоростной напор представляет собой вертикальное расстояние между кривой полного напора и кривой статического напора.

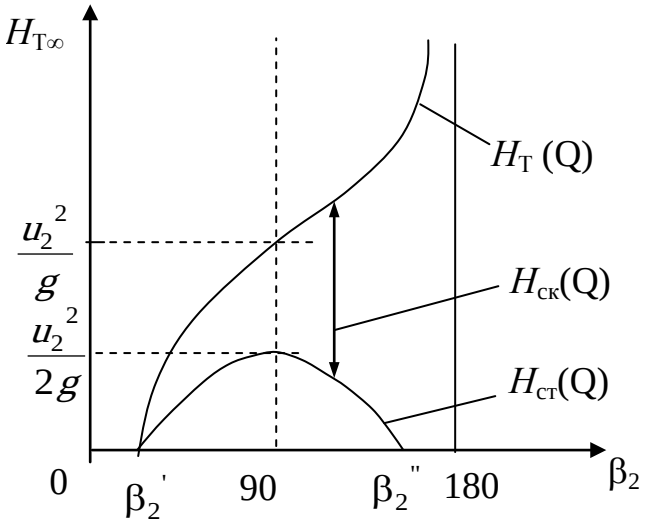

Рисунок 3.8. Влияние угла β_2 на скоростную и статическую составляющие напора центробежного нагнетателя

Лопасти, отогнутые вперед ($\beta_{2\text{л}} > 90^0$) передают потоку жидкости наибольшее количество энергии по сравнению с другими типами лопастей. Но для них преобладает скоростная энергия в виде скоростного напора.

Лопасти, отогнутые назад ($\beta_{2\text{л}} < 90^0$) больше передают энергию в виде статического напора.

Для радиальных лопастей ($\beta_{2л} = 90^0$) скоростная и статическая составляющие напора одинаковы.

Способность рабочих лопастей развивать статический напор характеризуется степенью реактивности (коэффициентом статического напора) рабочего колеса

$$\rho = \frac{H_{ст}}{H_т} = 1 - \frac{H_{ск}}{H_т}$$

Чем больше ρ, тем большая часть напора в рабочем колесе развивается в виде статического напора. Более совершенными являются нагнетатели с большим коэффициентом статического напора.

Для лопастей, отогнутых вперед ρ = 0, для радиальных – ρ = 0,5, для предельно отогнутых назад – ρ = 1.

4. Характеристики нагнетателей

Основными характеристиками нагнетателей являются зависимости:

1) $p = p(Q)$ или $H = H(Q)$ – напорная характеристика,
2) $N = N(Q)$ – характеристика мощности,
3) $\eta = \eta(Q)$ – характеристика КПД.

Иногда рассматриваются динамическая $p_{дин} = p_{дин}(Q)$ либо статическая $p_{ст} = p_{ст}(Q)$ характеристики.

Характеристики нагнетателей бывают двух типов:

1. При постоянной частоте вращения n рабочего колеса (n=const) и
2. При переменно частоте вращения ($n = var$).

Характеристики используются с целью подбора нагнетателя для работы в данной установке, а также для определения режима его работы.

4.1. Теоретические характеристики центробежных нагнетателей при постоянной частоте вращения рабочего колеса

Напорная характеристика.

Напорная характеристика $p = p(Q)$ или $H = H(Q)$ является основной характеристикой.

Рассматривается центробежный нагнетатель радиального типа, для которого $\alpha_1 = 90^0$ и проекции абсолютной скорости $c_{1u} = 0$, $c_1 =. c_{1r}$. Треугольники скоростей на входе (а) и на выходе (б) с лопатки показаны на рисунке 4.1.

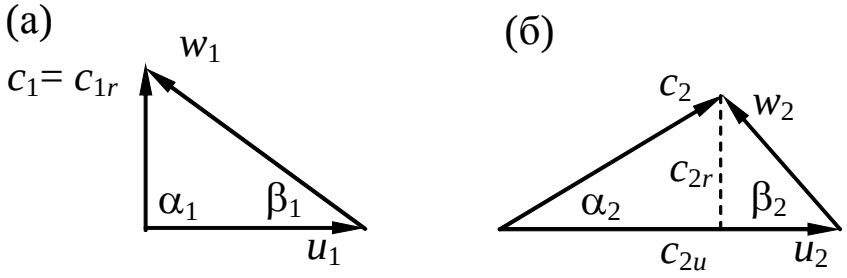

Рисунок 4.1

Теоретический напор для нагнетателя с радиальным входом равен

$$H_{\text{Т}} = \frac{u_2 c_{2u}}{g}.$$

Компонента скорости c_{2u} выражается как

$$c_{2u} = u_2 - c_{2r}\text{ctg}\beta_2,$$

Подача в предположении бесконечно тонких лопастей определяется выражением

$$Q = \pi D_2 b_2 c_{2r},$$

и тогда

$$c_{2r} = \frac{Q}{\pi D_2 b_2}.$$

При подстановке в c_{2u}

$$c_{2u} = u_2 - \frac{ctg\beta_2}{\pi D_2 b_2} Q.$$

Уравнение Эйлера

$$H_T = \frac{u_2 c_{2u}}{g} = \frac{u_2}{g}\left(u_2 - \frac{ctg\beta_2}{\pi D_2 b_2} Q\right) = \frac{{u_2}^2}{g} - \frac{u_2 ctg\beta_2}{\pi D_2 b_2 g} Q.$$

Поскольку $u_2 = \frac{\pi D_2 n}{60}$, то

$$H_T = \frac{(\pi D_2 n)^2}{3600 g} - \frac{\pi D_2 n ctg\beta_2}{60\pi D_2 b_2 g} Q.$$

Окончательно

$$H_T = \frac{(\pi D_2 n)^2}{3600 g} - \frac{n ctg\beta_2}{60 b_2 g} Q$$

Обозначим

$$A = \frac{(\pi D_2 n)^2}{3600 g} \text{ и } B = \frac{n ctg\beta_2}{60 b_2 g},$$

Для каждого нагнетателя при постоянной скорости вращения рабочего колеса

$$A = \text{const и } B = \text{const.}$$

Тогда

$$H_T = A - BQ$$

Это уравнение прямой линии. Знак коэффициента B при аргументе зависит от угла β_2.

Если Q = 0, то $H_{\text{Т}} = A = \dfrac{(\pi D_2 n)^2}{3600g}$.

Теоретический напор при отсутствии подачи определяется диаметром рабочего колеса и частотой его вращения.

Для угла $\beta_2 = 90^0$ $\text{ctg}\beta_2 = 0$ и $H_{\text{Т}} = A = \text{const}$.

Это уравнение прямой, параллельной оси *Q*. На рисунке 4.2 ей соответствует кривая 1.

Если $\beta_2 > 90^0$, что соответствует лопастям, загнутым вперед, $\text{ctg}\beta_2 < 0$ и коэффициент $B < 0$. Если рабочее колесо имеет лопасти, загнутые вперед, то создаваемый им теоретический напор описывается линией 2 на рисунке 4.2.

Для лопастей, отогнутых назад, $\beta_2 < 900$ и $\text{ctg}\beta_2 > 0$, коэффициент $B > 0$, и таким лопастям соответствует напорная характеристика 3 (рис. 4.2).

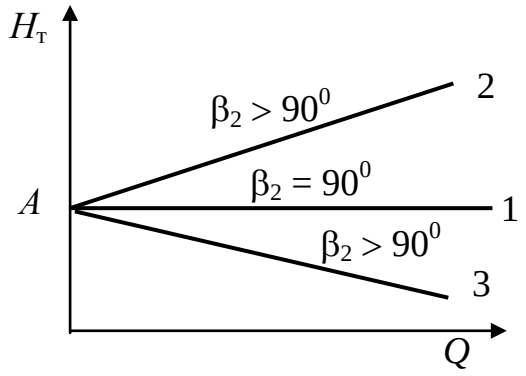

Рисунок 4.2. Теоретические напорные характеристики *H*(*Q*) для трех типов лопастей

Для лопастей, отогнутых вперед, с ростом подачи растет напор, и тем сильнее, чем больше лопасти отогнуты вперед. При заданной подаче напор тем выше, чем больше отогнуты лопасти.

Для лопастей, отогнутых назад, с ростом подачи падает создаваемый напор.

Если лопасти радиальны, то напор не зависит от подачи.

Теоретическая характеристика мощности.

Теоретическая мощность выражается как

$$N\text{т} = MgH_{\text{т}} = \rho QgH_{\text{т}},$$

и поэтому

$$N_{\text{Т}} = \rho Qg\left(\frac{(\pi D_2 n)^2}{3600g} - \frac{nctg\beta_2}{60b_2 g}Q\right).$$

4.2. Действительные характеристики центробежных нагнетателей при постоянной частоте вращения рабочего колеса

Реальные текучие среды обладают вязкостью. Поэтому при их течении через проточную полость нагнетателя всегда присутствуют гидравлические потери

$$\Delta H_{\text{пот}} = \left(\lambda \frac{l}{d} + \sum_{i=1}^{n} \zeta_i \right) \frac{8Q^2}{\pi^2 g d^4}.$$

С ростом подачи эти потери значительно возрастают, что ведет к снижению создаваемого напора. Действительная напорная характеристика будет располагаться ниже теоретической характеристики.

В зависимости от лопастного угла выхода β_2 и конструктивных особенностей проточной полости центробежного нагнетателя действиетльная характеристика может иметь две типичные формы.

1 тип – характеристика с максимумом (рис. 4.3.).

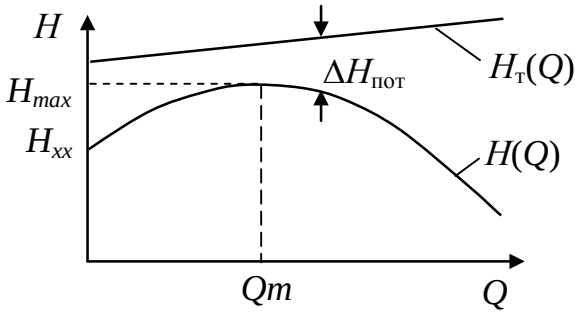

Рисунок 4.3.

Такую характеристику могут иметь нагнетатели с углом $\beta_2 > 40^0$.

Из-за максимума существует неоднозначность зависимости $H = H(Q)$. Из-за этого может возникать неустойчивость работы нагнетателя в диапазоне напоров от H_{xx} до H_{max}: подача может самопроизвольно меняться. Такой тип характеристики нежелателен.

2 тип – падающая напорная характеристика (рис. 4.4.).

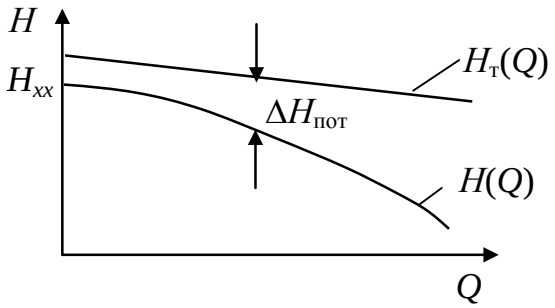

Рисунок 4.4.

Такую характеристику имеют нагнетатели с углом $\beta_2 < 40^0$.

Здесь имеется однозначная зависимость подачи и напора, и поэтому такой вид характеристики желателен.

Действительная характеристика мощности получается путем суммирования теоретической зависимости и потерь мощности. Характер зависимости при этом сохраняется: действительная мощность растет с увеличением подачи (рис. 4.5).

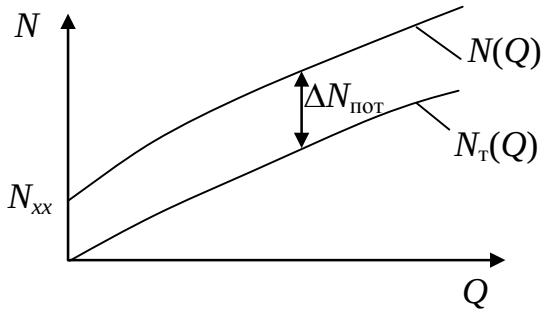

Рисунок 4.5.

Теоретическая мощность при нулевой подаче равна нулю. Но для действительной мощности при $Q = 0$ имеется мощность холостого хода N_{xx}. Эта мощность расходуется на покрытие потерь энергии, связанных циркуляционными потоками среды в проточной полости между лопастями, а также на механическое трение в подшипниках, уплотнениях.

Затраты мощности минимальны при нулевой подаче. Поэтому рекомендуется осуществлять запуск нагнетателя при закрытых задвижках. Тогда пусковой ток электродвигателя будет минимальным, и не произойдет перегрузка двигателя.

Характеристика КПД.

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

При подаче $Q = 0$ напор $H = 0$ и $\eta = 0$, поскольку для всех режимов работы $N \neq 0$.

Характеристика $\eta = \eta(Q)$ имеет вид, показанный на рисунке 4,6.

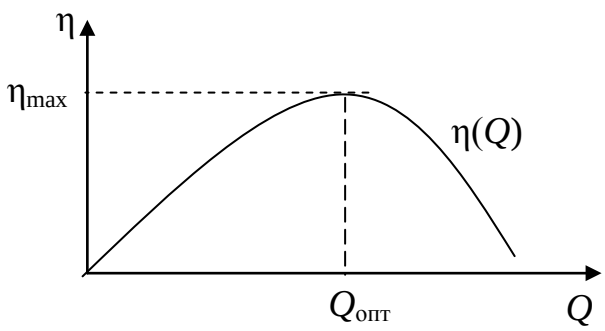

Рисунок 4.6.

При увеличении подачи КПД сначала растет, достигает максимума, а затем начинает снижаться.

Режим работы, при котором КПД максимален, называется оптимальным или эффективным. Он соответствует наиболее экономичной работе нагнетателя.

При регулировании подачи происходит снижение КПД относительно максимального значения. Поэтому рекомендуется выбирать режим работы нагнетателя в области эффективной работы – области характеристики КПД, удовлетворяющей условию

$$\eta \geq 0{,}9\ \eta_{max},$$

либо

$$0{,}9\ \eta_{max} < \eta < \eta_{max}.$$

КПД при изменении подачи не должен снижаться более, чем на 10 %.

Как правило, все три характеристики строятся на одном графике в соответствующих масштабах. Графический набор зависимостей $p(Q)$, $N(Q)$, $\eta(Q)$ называется полной индивидуальной характеристикой нагнетателя (рис. 4.7).

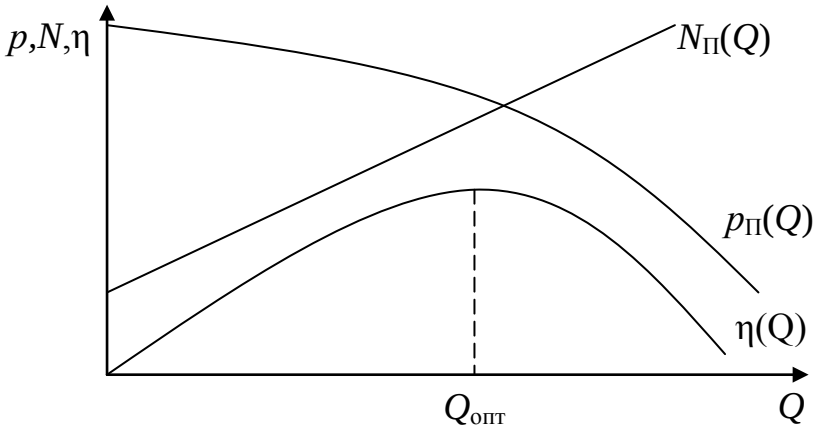

Рисунок 4.7. Полная индивидуальная характеристика нагнетателя

Теоретически точно рассчитать характеристики невозможно, и поэтому они определяются экспериментально на стендах при постоянной частоте вращения рабочего колеса, а затем при помощи формул подобия строятся универсальные характеристики для различных частот. На основе полной характеристики при использовании формул пересчета получают универсальные характеристики. На основе универсальных характеристик производится подбор нагнетателя для работы в сети.

У работающего в обычных условиях характеристика полного давления никогда не доходит до оси абсцисс и не пересекает ее. Полное давление пред-

ставляет собой сумму статического и динамического давлений $p = p_{ст} + p_{дин}$. Поэтому, если подача нагнетателя не равна нулю, то на выходе нагнетателя поток всегда обладает кинетической энергией и создает динамическое давление.

Обычно работу нагнетателя рассматривают при положительной подаче (поток движется со стороны всасывания в сторону нагнетания) и положительном давлении (нагнетатель создает давление, а не потребляет его).

Однако при совместной работе нескольких нагнетателей один их параметров нагнетателя может стать отрицательным. Этот факт отражается характеристикой в квадрантах (рис. 4.8).

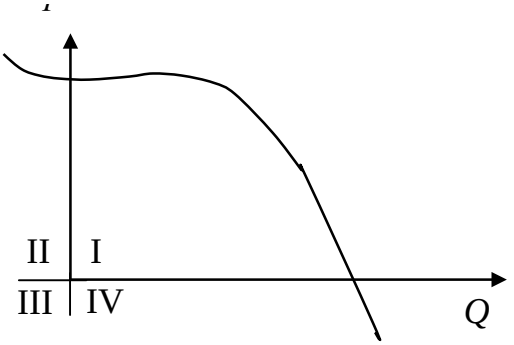

Рисунок 4.8. Напорная характеристика нагнетателя в квадрантах

При положительном давлении подача может оказаться отрицательной (рис.4.8, квадрант II). Это может быть при параллельной работе разных нагнетателей, когда поток в одном из нагнетателей движется в обратном направлении, если гидравлическое сопротивление сети велико.

Иногда при положительной подаче давление нагнетателя становится отрицательным (рис.4.8, квадрант IV). Такая ситуация может возникнуть при последовательной работе нескольких разных нагнетателей, когда один из них оказывает сопротивление для другого.

Работу нагнетателя при отрицательной подаче и давлении представить невозможно.

Характеристика в квадрантах может быть получена опытным путем при специальных испытаниях.

5. Подобие нагнетателей

Теория подобия позволяет выбрать существующий нагнетатель в качестве модельного, а затем на его основе получить размеры проектируемого нагнетателя с необходимыми характеристиками. Благодаря теории подобия оказывается также возможным пересчитать параметры нагнетателя при изменении геометрических размеров и режима работы.

5.1. Условия подобия. Соотношения пропорциональности

Два нагнетателя гидродинамически подобны, если выполняются следующие условия

1. Геометрическое подобие, в соответствии с которым существует пропорциональность соответствующих размеров нагнетателей.

Пусть имеются два нагнетателя с диаметрами колеса соответственно D_2 и D'_2, шириной колеса b и b' и т.д. Тогда условие геометрического подобия выражается соотношениями

$$\frac{D_2^{'}}{D_2} = \frac{b_2^{'}}{b_2} = \frac{D_1^{'}}{D_1} = \cdots = k_г.$$

2. Кинематическое подобие, в соответствии с которым скорости в сходственных точках потока пропорциональны

$$\frac{u_2^{'}}{u_2} = \frac{c_2^{'}}{c_2} = \frac{c_{2u}^{'}}{c_{2u}} = ... = k_к; \qquad \alpha_1 = \alpha_1^{'} \qquad \alpha_2 = \alpha_2^{'}.$$

3. Условие равенства углов установки лопаток на входе и выходе рабочего колеса

$$\beta_1 = \beta_1^{'}; \qquad \beta_2 = \beta_2^{'}.$$

На основании этих условий можно получить формулы пропорциональности, которые используются при пересчете характеристик нагнетателя.

Пусть имеются два нагнетателя, являющиеся геометрически подобными. Геометрические и рабочие параметры одного нагнетателя обозначаются символами со штрихом, другого – без штриха.

Формулы пропорциональности выводятся в предположении радиального входа потока на лопатку

Объемная подача обоих нагнетателей

$$Q = \pi D_2 b_2 c_{2r} \eta_0,$$
$$Q' = \pi D'_2 b'_2 c'_{2r} \eta'_0$$

Их отношение равно

$$\frac{Q'}{Q} = \frac{D'_2 b'_2 c'_{2r} \eta'_0}{D_2 b_2 c_{2r} \eta_0}.$$

В соответствии с первым и вторым условиями подобия имеем

$$\frac{D'_2}{D_2} = \frac{b'_2}{b_2}, \qquad \frac{c'_{2r}}{c_{2r}} = \frac{u'_2 b'_2 c'_{2r} \eta'_0}{u_2 b_2 c_{2r} \eta_0} = \frac{\pi D'_2 n'}{\pi D_2 n} = \frac{D'_2 n'}{D_2 n}.$$

Тогда после подстановки формула пропорциональности (соотношение подобия) для подач двух подобных нагнетателей имеет вид

$$\frac{Q'}{Q} = \left(\frac{D'_2}{D_2}\right)^3 \cdot \frac{n'}{n} \cdot \frac{\eta'_0}{\eta_0}.$$

При изменении частоты n подача изменяется пропорционально.

Для данного нагнетателя $D_2 = D_2'$, и при изменении частоты вращения вала

$$\frac{Q'}{Q} = \frac{n'}{n} \cdot \frac{\eta'_0}{\eta_0}.$$

Напоры радиальных нагнетателей из уравнения Эйлера

$$H = \frac{u_2 c_{2u}}{g} \eta_г, \qquad H' = \frac{u'_2 c'_{2u}}{g} \eta_г.$$

Их отношение

$$\frac{H'}{H} = \frac{u'_2 c'_{2u} \eta'_г}{u_2 c_{2u} \eta_г}.$$

В соответствии с условиями подобия

$$\frac{c'_{2u}}{c_{2u}} = \frac{u'_2}{u_2} = \frac{\pi D'_2 n'}{\pi D_2 n}.$$

Для напоров формула пропорциональности имеет вид

$$\frac{H'}{H}=\left(\frac{D_2'}{D_2}\right)^2\left(\frac{n'}{n}\right)^2\frac{\eta_г'}{\eta_г}.$$

Здесь следует обратить внимание на квадратичную зависимость напора при изменении частоты.

Для данного нагнетателя ($D_2 = D_2'$) при изменении частоты вращения формула пропорциональности

$$\frac{H'}{H}=\left(\frac{n'}{n}\right)^2\frac{\eta_г'}{\eta_г}.$$

Поскольку $p = \rho gH$, то формулы пропорциональности для давлений

$$\frac{p'}{p}=\frac{\rho'}{\rho}\left(\frac{D_2'}{D_2}\right)^2\left(\frac{n'}{n}\right)^2\frac{\eta_г'}{\eta_г},$$

и, соответственно для данного нагнетателя

$$\frac{p'}{p}=\frac{\rho'}{\rho}\left(\frac{n'}{n}\right)^2\frac{\eta_г'}{\eta_г}.$$

Полезная мощность $N_п=\rho gHQ$ и КПД $\eta=\frac{N_п}{N}=\frac{\rho gHQ}{N}$, откуда

$$N=\frac{\rho gHQ}{\eta}.$$

Для двух нагнетателей отношение мощностей

$$\frac{N'}{N}=\frac{\rho'}{\rho}\frac{H'}{H}\frac{Q'}{Q}\frac{\eta'}{\eta}$$

Тогда формула пропорциональности для мощностей с учетом соотношения $\eta = \eta_0\eta_г\eta_м$ имеет вид

$$\frac{N'}{N}=\frac{\rho'}{\rho}\left(\frac{D_2'}{D_2}\right)^5\left(\frac{n'}{n}\right)^3\frac{\eta_м}{\eta_м'}.$$

Для данного нагнетателя ($D_2 = D'_2$) и жидкости ($\rho = \rho'$)

$$\frac{N'}{N} = \left(\frac{n'}{n}\right)^3 \frac{\eta_м}{\eta'_м}.$$

Зависимость мощности от частоты является кубической.

Для упрощения в первом приближении при изменении параметров принимается постоянство КПД ($\eta_0 \approx \eta_0$, $\eta_г \approx \eta_г$, $\eta_м \approx \eta_м$) и это значительно упрощает формулы пропорциональности.

Тогда в предположении постоянства коэффициентов полезного действия при изменении частоты вращения $n \rightarrow n'$ параметры нагнетателя можно пересчитать по формулам

$$\frac{Q'}{Q} = \frac{n'}{n}, \qquad \frac{H'}{H} = \left(\frac{n'}{n}\right)^2, \qquad \frac{N'}{N} = \left(\frac{n'}{n}\right)^3.$$

5.1. Коэффициент быстроходности. Типы рабочих колес

В соответствии с теорией подобия сравнение рабочих колес нагнетателя различного типа можно выполнить при использовании коэффициента быстроходности n_s.

Коэффициентом быстроходности n_s называется такая частота вращения геометрически подобного нагнетателя, который при напоре 1м имеет подачу 0,075 м^3/с.

Выражение для быстроходности n_s можно получить, используя соотношения пропорциональности для подачи и напора, и оно имеет вид

$$n_s = 3{,}65\frac{n\sqrt{Q}}{H^{3/4}}.$$

Здесь подача Q(м^3/с), напор Н(м) и частота вращения n(об/мин).

Коэффициент быстроходности n_s является критерием подобия. Если два нагнетателя имеют различные n, Q, и H, но одно и то же значение n_s, то они являются подобными.

Конструкция рабочего колеса определяется коэффициентом быстроходности n_s.

В зависимости от величины коэффициента быстроходности рабочие колеса разделяют на пять основных типов, которые показаны на рисунке 5.1. Каждому из приведенного типа колеса соответствуют определенные форма колеса и соотношение D_2/D_0 .

При малых Q и больших H, соответствующих малым значениям n_s, колеса имеют узкую проточную полость и самое большое отношение D_2/D_0. С увеличением Q и уменьшением H (n_s возрастает) пропускная способность колеса должна расти, и поэтому его ширина увеличивается. Коэффициенты быстроходности и соотношения D_2/D_0 для различных типов колес приведены в табл. 5.1.

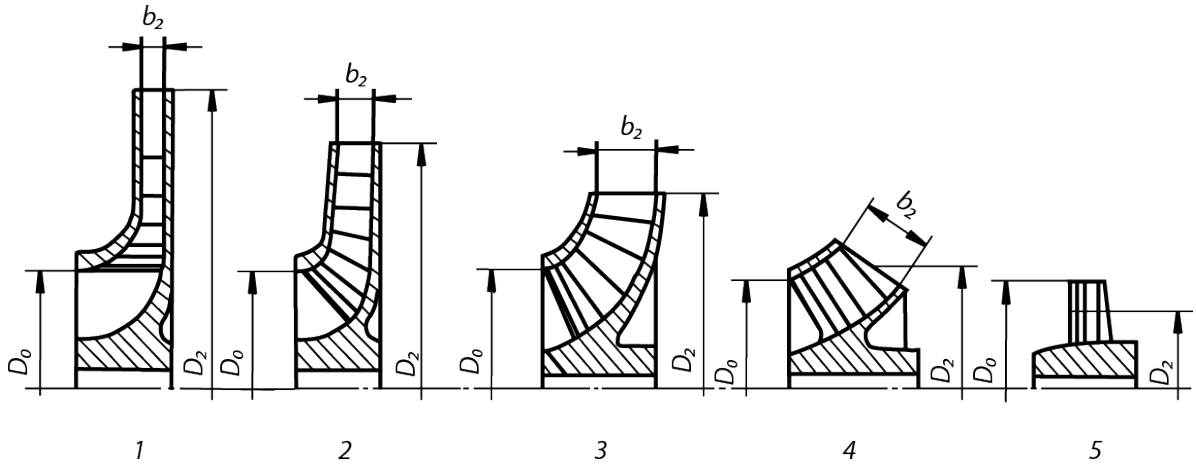

Рисунок 5.1. Типы рабочих колес

Таблица 5.1. Коэффициенты быстроходности и соотношения D_2/D_0 для колес различной быстроходности

Тип колеса	Коэффициент быстроходности n_s	Соотношение D_2/D_0
Тихоходное	40÷80	До 2,5
Нормальной быстроходности	80÷150	До 2
Быстроходное	150÷300	1,8 ÷ 1,4
Диагональное	300÷500	1,2 ÷ 1,1
Осевое	500 ÷ 1500	1

6. Влияние частоты вращения рабочего колеса на характеристики центробежного нагнетателя

При изменении частоты вращения рабочего колеса нагнетателя его рабочие параметры изменяются, изменяются также и характеристики нагнетателя. Полученные характеристики при некоторой частоте вращения n, можно пересчитать и построить для других частот вращения. На основе пересчета характеристик строятся универсальные характеристики нагнетателей.

6.1 Влияние частоты вращения рабочего колеса на характеристики нагнетателя

Пересчет характеристик нагнетателей при изменении частоты вращения рабочего колеса можно осуществить благодаря теории гидродинамического подобия.

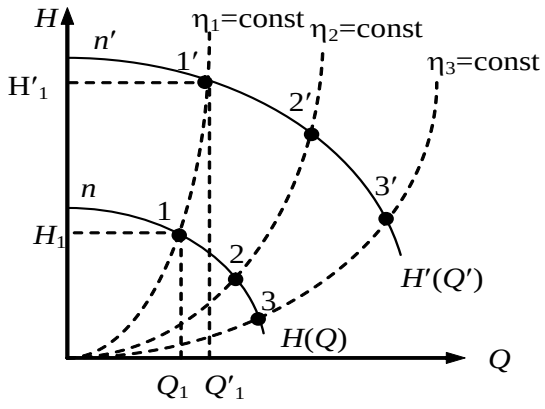

Рис.6.1. К пересчету напорной характеристики

Пусть имеется напорная характеристика $H = (Q)$ нагнетателя при частоте вращения n (рис. 6.1). Выбираем на напорной характеристике произвольную точку 1, которой соответствуют параметры H_1 и Q_1. В предположении постоянства коэффициентов полезного действия $\eta_o = \text{const}$ и $\eta_г = \text{const}$ при изменении частоты вращения $n \rightarrow n'$ параметры можно пересчитать по формулам

$$\frac{Q_1'}{Q_1} = \frac{n'}{n},$$

$$\frac{H_1'}{H_1} = \left(\frac{n'}{n}\right)^2,$$

откуда

$$Q_1' = Q_1 \cdot \frac{n'}{n}, \qquad H_1' = H_1 \cdot \left(\frac{n'}{n}\right)^2.$$

На графике 6.1 откладываем новые значения H_1' и Q_1', в результате получается точка $1'$. Подобные вычисления и построение можно провести и для других точек характеристики. Соединением построенных новых точек получается новая напорная характеристика $H' = (Q')$ при частоте вращения n'.

При изменении частоты вращения точки пересчета характеристики перемещаются вдоль линии, называемой линией пропорциональности (на рисунке 6.1 штриховые линии).

Для описания линии пропорциональности используются соотношения подобия

$$\frac{Q_1'}{Q_1} = \frac{n'}{n} \text{ и } \frac{H_1'}{H_1} = \left(\frac{n'}{n}\right)^2 = \left(\frac{Q_1'}{Q_1}\right)^2.$$

Отсюда

$$\frac{H_1'}{(Q_1')^2} = \frac{H_1}{Q'^2} = k_1 = \text{const}, \text{ либо } H_1 = k_1 Q_1^{\,2}$$

Это уравнение, описывающее линию пропорциональности для напорной характеристики. Видно, что линии являются параболами с вершиной в начале координат.

Пересчет характеристик проводился с предположением, что коэффициент полезного действия постоянен и не зависит от частоты нагнетателя. Поэтому линия пропорциональности называется также линией постоянного КПД.

Таким образом, при изменении частоты вращения рабочего колеса каждая точка напорной характеристики перемежается вдоль параболы, и в результате напорная характеристика перемещается (приблизительно параллельно самой себе без деформации): при увеличении частоты – вверх, при уменьшении – вниз.

Точки пересечения линии пропорциональности и напорных характеристик при различных частотах вращения позволяют определить параметры Q и H в подобных режимах работы.

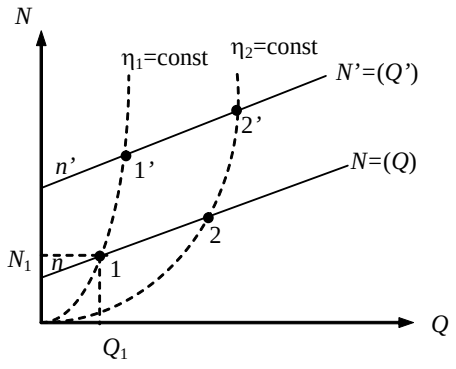

Рис. 6.2. К пересчету характеристики мощности

Аналогичным образом пересчитывается характеристика мощности (рисунок 6.2) с использованием формул подобия

$$\frac{Q_1'}{Q_1} = \frac{n'}{n}, \qquad \frac{N_1'}{N_1} = \left(\frac{n'}{n}\right)^3,$$

откуда

$$Q_1{}' = Q_1 \cdot \frac{n'}{n}, \qquad N_1{}' = N_1\left(\frac{n'}{n}\right)^3.$$

В данном случае точки пересчета перемещаются вдоль штриховых линий пропорциональности $N = mQ^3$, представляющих собой кубические параболы (см. рис. 6.2). Эти линии пропорциональности также являются линиями постоянного КПД для характеристики мощности.

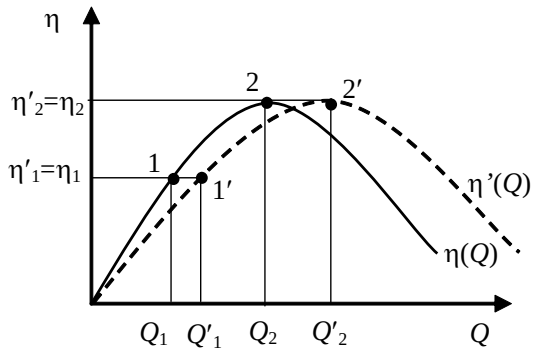

Рис. 6.3. У пересчету характеристики КПД

При изменении частоты вращения изменяется и характеристика КПД, которая пересчитывается следующим образом.

Пусть задана характеристика КПД при частоте вращения n (рис. 6.3). Выбираем на ней произвольную точку 1, которой соответствуют параметры η_1 и Q_1. Пересчитываем производительность Q_1. При этом учитываем постоянство КПД: $\eta_1 = \eta'_1 = \text{const}$.

В результате точка 1′ кривой КПД при изменении частоты вращения $n \rightarrow n'$ получается перенесением по горизонтали значения η_1 на ординату, которая соответствует подаче Q'_1.

Аналогично строятся остальные точки характеристики.

Из приведенного рисунка видно, что при изменении частоты вращения характеристика КПД деформируется вдоль направления, параллельного оси абсцисс.

6.2. Универсальные характеристики центробежного нагнетателя

Полная индивидуальная характеристика нагнетателя обладает простотой и наглядностью, позволяет определить параметры нагнетателя. Однако ее недостаток состоит в том, что она соответствует только одной частоте вращения рабочего колеса.

Поэтому для подбора нагнетателя чаще используют универсальные характеристики. Они бывают индивидуальными и общими.

Индивидуальные универсальные характеристики.

Эти характеристики строятся для одного типоразмера нагнетателей при различных частотах вращения рабочего колеса. Получаются характеристики путем пересчета исходной полной характеристики для других частот с помощью формул подобия, как было описано в разделе 6.1.

Вид индивидуальной универсальной характеристики иллюстрируется рисунком 6.4. Серия наклонных линий представляет собой напорные характеристики для различных частот. Соответствующие частоты указаны слева в начале кривых.

Верхняя напорная характеристика $p(Q)$ соответствует режиму с предельно допустимой по соображениям прочности частоты вращения колеса. Нижняя характеристика строится для наименьших давлений, при которых использование нагнетателя еще целесообразно.

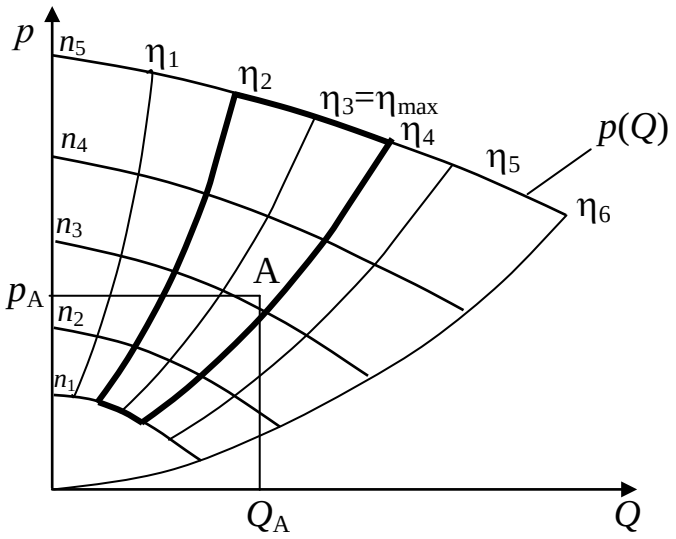

Рис. 6.4. Индивидуальная универсальная характеристика

Кривые, соединяющие точки с одинаковыми значениями КПД (η = const) представляют собой квадратичные параболы. Крайняя правая линия КПД, совпадающая с характеристикой динамического давления, определяет условия работы нагнетателя без сети, т.е. работе с максимальной подачей для соответствующей частоты вращения колеса.

Иногда, чтобы ускорить подбор электродвигателей к нагнетателям, на индивидуальные характеристики наносят зависимости $N(Q)$. Если эта зависимость не нанесена, то электрическая мощность определяется из выражения

$$N = \frac{pQ}{\eta}.$$

При подборе нагнетателя индивидуальной характеристикой пользуются следующим образом. По заданным значениям полного давления p_A и Q_A находится точка А. Затем путем интерполяции определяется частота вращения колеса нагнетателя и значение КПД. При подборе нагнетателя нужно стремиться, чтобы частота вращения совпадала со стандартной частотой электродвигателя.

Важно, чтобы рабочая точка А попадала в область эффективной работы нагнетателя. Область эффективной работы – это область характеристики, удовлетворяющая условию $\eta \geq 0{,}9\ \eta_{max}$. Если предположить, что на приведенной на рисунке 6.4 характеристике максимальным КПД является $\eta_3 = \eta_{max}$, а $\eta_2 = \eta_4 = 0{,}9\eta_{max}$, то область эффективной работы выделена жирными линиями.

Общие универсальные характеристики.

Общая универсальная характеристика строится для всей серии нагнетателей данного типа.

Наибольшее распространение получила совмещенная универсальная характеристика, которая представляет собой график, на котором совмещены области эффективной работы нескольких нагнетателей данной серии (рис. 6.5).

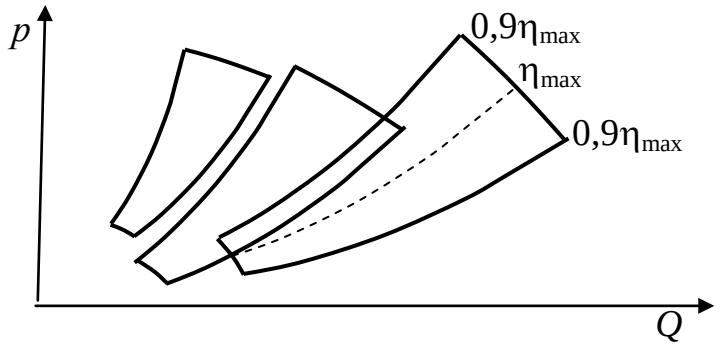

Рис. 6.5. Совмещенная универсальная характеристика

Совмещенная универсальная характеристика удобна для быстрого выбора нужного нагнетателя из нескольких, обеспечивающего заданные параметры и самый экономичный режим работы.

Если заданные параметры Q и p попадают в области эффективной работы нескольких нагнетателей, то при выборе необходимо учитывать, в каком направлении будет изменяться подача при регулировании нагнетателя.

7. Работа нагнетателя в сети

Режимом работы нагнетателя является совокупность значений подачи, напора, мощности и КПД, которые может обеспечить нагнетатель при работе на установке.

Режим работы нагнетателя зависит не только от свойств самого нагнетателя, но и от условий работы, определяемых присоединенной к нему сетью.

Сетью называется система трубопроводов и устройств, подключенных к нагнетателю. Каждая сеть имеет свою характеристику, которой является зависимость давления или напора в данной сети от расхода перекачиваемой среды через нее.

Характеристика сети.

Для подачи газообразной среды через сеть нагнетателю требуется создать давление, чтобы преодолевать гидравлические потери давления на трение и на местных сопротивлениях, а также разность давлений на выходе и входе сети

$$p = \Delta p_{\text{вс}} + \Delta p_{\text{нагн}} + (p_{\text{вых}} - p_{\text{вх}}),$$

где $\Delta p_{\text{вс}}$ – потери давления на линии всасывания, $\Delta p_{\text{нагн}}$ – потери давления в линии нагнетания, $p_{\text{вх}}$ – давление на входе в сеть, $p_{\text{вых}}$ – давление на выходе из сети.

Разность давлений $p_{\text{пол}} = (p_{\text{вых}} - p_{\text{вх}})$ называется полезным перепадом давлений и представляет собой не зависящую от расхода постоянную гидростатическую составляющую давления.

Потери давления в линиях всасывания и нагнетания представляют собой сумму потерь давления на трение и на местных сопротивлениях

$$\Delta p_{\text{вс}} = (\Delta p_{\text{тр}})_{\text{вс}} + (\Delta p_{\text{м}})_{\text{вс}}$$

$$\Delta p_{\text{нагн}} = (\Delta p_{\text{тр}})_{\text{нагн}} + (\Delta p_{\text{м}})_{\text{нагн}}$$

где $\Delta p_{\text{тр}}$ и $\Delta p_{\text{м}}$ – потери давления на трение и в местных сопротивлениях, которые зависят от расхода текущей среды.

Если сеть состоит из нескольких участков с различными характеристиками (длинами l, диаметрами d, коэффициентами λ и ζ), то полные потери давления при расходе Q можно выразить через параметры этих участков

$$p_{пот} = \left(\sum_i \lambda_i \frac{l_i}{d_i} + \sum_i \zeta_i \right) \frac{\rho c^2}{2} = \left(\sum_i \lambda_i \frac{l_i}{d_i} + \sum_i \zeta_i \right) \left(\frac{4Q}{\pi d^2} \right)^2 \frac{\rho}{2} =$$

$$= \left[\left(\sum_i \lambda_i \frac{l_i}{d_i} + \sum_i \zeta_i \right) \left(\frac{4}{\pi d^2} \right)^2 \cdot \frac{\rho}{2} \right] Q^2 = K_p Q^2 .$$

Тогда уравнение характеристики сети имеет вид

$$p_с = p_{пол} + K_p Q^2,$$

K_p – коэффициент пропорциональности, характеризующий сеть. Характеристика сети имеет вид параболы (на рис. 7.1 кривая 1). Крутизна ветви параболы будет зависеть от гидравлических сопротивлений, определяемых величиной коэффициента *K*.

Коэффициент K_p характеризует гидравлическое сопротивление сети. Зависит он от конфигурации участков сети, состояния их поверхности, плотности и вязкости среды, а также от числа *Re*. Коэффициент K_p тем больше, чем сеть длиннее, извилистее, более сужена по проходным сечениям, чем больше шероховатость внутренних поверхностей и т.п. С увеличением K_p характеристика сети становится более крутой.

Для простейших вентиляционных сетей обычно

$$p_с = K_p Q^2,$$

т.е. характеристика таких сетей представляет собой исходящую из начала координат параболу (рис. 7.1, кривая 2).

При ламинарной движении среды характеристика сети принимает вид

$$p_с = K_p Q.$$

Графически такая характеристика представляет собой прямую линию (рис. 7.1, кривая 3).

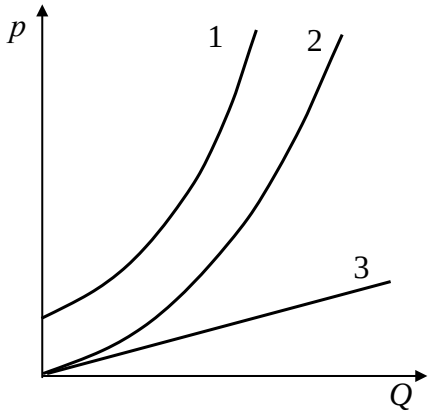

Рис. 7.1. Характеристики сети

С помощью характеристики сети можно быстро определить расход среды через сеть при заданной потере давления, или наоборот, потери давления при заданном расходе.

Характеристику сложной сети можно получить путем сложениях характеристик отдельных участков и ответвлений трубопровода.

Суммарная характеристика последовательно соединенных участков получается путем сложения ординат p при постоянных значениях расхода Q, а параллельно соединенных – путем сложения абсцисс Q при постоянных значениях давления p.

При перекачивании жидкостей необходимо учитывать высоту подъема жидкости $H_г$.

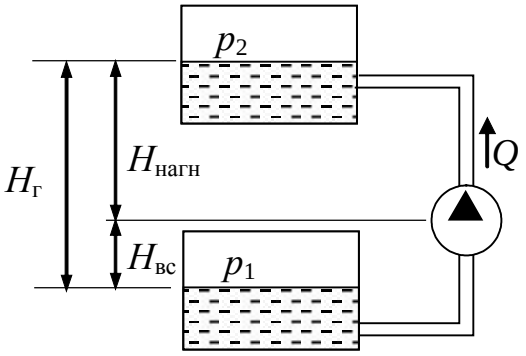

Рисунок 7.2

Насос при работе на сеть для создания расхода Q должен преодолеть потери напора в сети $\Delta H_{пот}$ и создать полезный напор $H_{пол}$, состоящий из геометрической высоты подъема жидкости $H_г$ и разности давлений $(p_2 - p_1)/\rho g$, где p_1 и p_2 – соответственно давления в нижнем и верхнем баках (рисунок 7.2).

$$H_{пол} = H_г + \frac{p_2 - p_1}{\rho g}.$$

Потери напора включают в себя потери на трение и потери на местных сопротивлениях

$$\Delta H_{пот} = \left(\lambda \frac{l}{d} + \sum_{i=1}^{n} \zeta_i\right) \frac{8Q^2}{\pi^2 g d^4} = K_H Q^2,$$

либо потери давления

$$\Delta p_{пот} = \left(\lambda \frac{l}{d} + \sum_{i=1}^{n} \zeta_i\right) \frac{8\rho Q^2}{\pi^2 d^4} = K_p Q^2.$$

Тогда уравнение для характеристики сети имеет вид

$$H_с = H_{пол} + K_H Q^2 \text{ либо } p_с = p_{пол} + K_p Q^2,$$

где K_H и K_p- коэффициенты, характеризующие сеть.

Определение режима работы нагнетателя на сеть.

Режим работы нагнетателя на данную сеть может быть определен путем графического построения характеристик нагнетателя и характеристики сети, либо с помощью аналитических зависимостей.

При работе нагнетателя на сеть должно выполняться равенство подачи нагнетателя и расхода в сети, а также равенство давления в сети и создаваемого нагнетателем давления. Для этого записываются соответствующие уравнения при аналитическом методе.

При графическом методе на одном и том же графике строятся характеристики нагнетателя, и в масштабе напорной характеристики наносится характеристика трубопровода (рис. 7.3). Точка А пересечения напорной характеристики нагнетателя и характеристики сети называется рабочей (режимной) точкой. При этом полное давление нагнетателя равно полному гидравлическому сопротивлению или полным потерям давления в сети. Рабочая точка А определяет давление p_A производительность Q_A данного нагнетателя в данной сети.

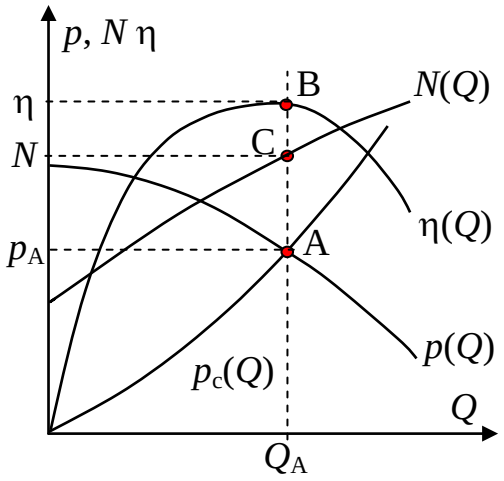

Рисунок 7.3. К определению режима работы нагнетателя на сеть

Если известна производительность нагнетателя, то по его полной характеристике легко определить значение мощности N и коэффициента полезного действия η. Для получения величины потребляемой нагнетателем мощности и значения КПД следует через рабочую точку А провести вертикальную прямую до пересечения ее с кривыми $N(Q)$ и $\eta(Q)$ (рис. 7.3). Точки А, В, С определяют рабочий режим нагнетателя при работе на данную сеть.

Рабочей точке А соответствует условие равновесия, при котором подача нагнетателя равна расходу жидкости в сети, а давление, создаваемое нагнетателем, равно давлению в сети.

При подборе нагнетателя для его совместной работы на сеть желательно, чтобы рабочая точка находилась в области максимального значения КПД нагнетателя.

Диапазон давлений, получаемый нагнетателем, определяется характеристикой сети. Если нагнетатель работает в сети с малым сопротивлением, то невозможно достичь высоких давлений ни увеличением частоты вращения, ни увеличением размеров рабочего колеса нагнетателя.

8. Регулирование центробежных нагнетателей

Регулированием называется такое изменение подачи и др. параметров нагнетателя, которое осуществляется непрерывно без останова устройства.

Целью регулирования является приспособление параметров нагнетателя к изменяющимся условиям работы.

Глубиной регулирования является отношение изменения подачи при регулировании к подаче в исходном режиме.

При работе нагнетателя в сети его рабочая точка определяется пересечением характеристики полного давления и характеристики сети. Поэтому изменять подачу нагнетателя можно перемещением рабочей точки либо вдоль характеристики сети либо вдоль напорной характеристики. В соответствии с этим существуют два наиболее распространенных способа регулирования нагнетателей:

а) изменением характеристик сети;

б) изменением характеристик нагнетателя.

Регулирование осуществляется с помощью специальных регулирующих устройств.

Все регулирующие устройства в зависимости от их влияния характеристику сети или нагнетателя подразделяются на три группы.

1. Устройства, дросселирующие сеть, т.е. изменяющие характеристику сети, но не изменяющие характеристику нагнетателя. Это клапаны, задвижки, диафрагмы и т.п. Как правило, дросселирование производится при неизменной частоте вращения рабочего колеса нагнетателя.

2. Устройства, изменяющие частоту вращения рабочего колеса нагнетателя, т.е. характеристику нагнетателя. Характеристика при этом остается неизменной. Изменение частоты осуществляется электродвигателями, фрикционными передачами, гидромуфтами, и т.п.

3. Устройства, изменяющие одновременно характеристику нагнетателя и сети. Например, входные направляющие аппараты на вентиляционном аппарате.

8.1. Дроссельное регулирование при постоянной частоте вращения вала

Регулирование заключается в искусственном введении в сеть дополнительного гидравлического сопротивления. При этом изменяется характеристика сети, но не изменяется характеристика нагнетателя. Регулирующими устройствами, дросселирующими сеть, могут быть клапаны, задвижки, диафрагмы и т.п. устройства.

Пусть нагнетатель включен в трубопроводную систему с вентилем. Режим работы нагнетателя на такую сеть можно определить графически путем

наложения характеристики сети на полную характеристику нагнетателя, представляющую собой зависимости полного давления $p_{\text{п}}$, мощности N и КПД η от производительности (рис. 8.1). Точка пересечения характеристик сети и полного давления является рабочей точкой и определяет величину давления и производительности нагнетателя.

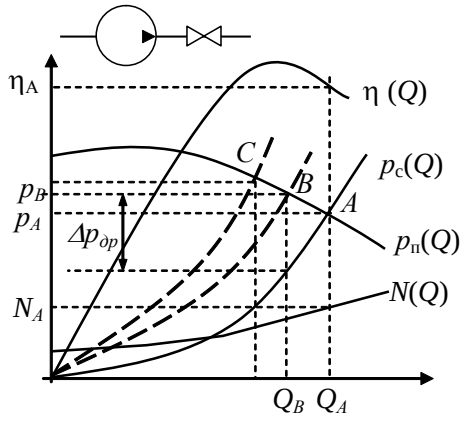

Рис. 8.1. Дроссельный метод регулирования

При полностью открытом вентиле характеристика сети является самой пологой, и режим работы определяется точкой А. Этой точке соответствуют значения производительности Q_{A}, и давление p_{A}. По известной производительности Q_{A} можно также определить потребляемую мощность N_{A} и коэффициент полезного действия η_{A}.

При перекрытии вентиля сопротивление сети увеличивается, и характеристика сети становится более крутой. Рабочая точка перемещается из положения А в положение В, а затем в С. Эти точки определяют новые параметры работы нагнетателя.

Из рисунка видно, что максимальная подача обеспечивается при полностью открытом вентиле. Следовательно, дроссельный способ регулирования применяется только для уменьшения подачи.

Мощность на валу при регулировании уменьшается. При этом увеличивается доля энергии, расходуемой на дросселирование. Например, регулирование до точки В приводит к бесполезной потере давления на дросселе $\Delta p_{\text{др}}$. Тогда мощность, затрачиваемая на дросселирование

$$\Delta N_{\text{дрос}} = \frac{\Delta p_{\text{др}} \cdot Q_B}{\eta_B}$$

Чем более глубоко осуществляется процесс регулирования, тем более непроизводительны затраты мощности.

Поскольку есть затраты мощности на дросселирование, то с энергетической точки зрения способ не выгоден, однако ввиду чрезвычайной простоты этот способ имеет широкое применение.

Дросселирование насосов имеет свои особенности. При перекачивании жидкостей насосом регулирующие устройства устанавливаются только на нагнетательном трубопроводе, с целью предотвращения кавитации из-за понижения давления на входе в насос.

Дроссельное регулирование допустимо только при возрастающей характеристике мощности. Если характеристика падающая, то с уменьшением производительности затраченная мощность растет, что нецелесообразно.

Регулирование переспуском.

Существует вариант дроссельного регулирования – регулирование переспуском.

Суть его состоит в устройстве на нагнетателе обратного отвода с установленной регулирующей задвижкой (рис. 8.2). Отвод должен обладать большой пропускной способностью.

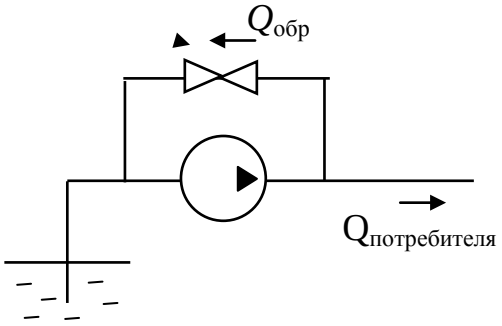

Рисунок 8.2. Регулирование переспуском

При открытии регулирующей задвижки часть жидкости $Q_{обр}$ возвращается на вход насоса, в результате к потребителю поступает жидкость с требуемым расходом $Q_{потребителя}$.

8.2. Регулирование изменением частоты вращения рабочего колеса

Способ состоит в изменении частоты вращения рабочего колеса без изменения характеристик сети. Характеристики нагнетателя при этом изменяются.

Пусть центробежный нагнетатель может работать при различных скоростях вращения рабочего колеса n_1, n_2, n_3, и т.д. (рис. 8.3). Рабочие точки нагнетателя определяются тогда как пересечение напорных характеристик с характеристикой сети (точки 1, 2, 3). Видно, что изменением частоты вращения можно достигнуть различных значений подач Q_1, Q_2, Q_3 и давлений p_1, p_2, p_3. Мощность и КПД определяются по графику при соответствующих значениях подачи.

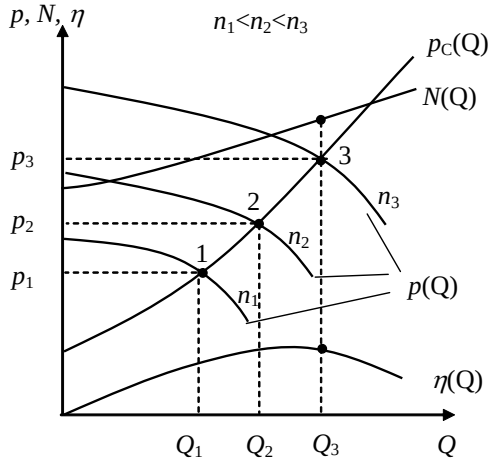

Рис. 8.3

С увеличением частоты вращения колеса подача и давление увеличиваются, с уменьшением – уменьшаются. В отличие от регулирования дроссели-рованием дан-

ный способ может осуществляться как в сторону уменьшения, так и в сторону увеличения подачи.

Потери мощности на дросселирование отсутствуют, поэтому способ энергетически выгоден, но более сложен в реализации. Из-за сложности реализации в эксплуатации данный способ регулирования применяется более редко.

Экономичность способа регулирования зависит от способа изменения частоты вращения рабочего колеса.

Способы изменения частоты вращения колеса:

– использование двигателя постоянного тока и регулировка напряжением питания этого двигателя;

– использование паротурбинного привода и изменение частоты вращения турбины воздействием на паровпускное устройство;

– использование гидромуфта и индукторных муфт скольжения;

– использование ременных вариаторов частоты вращения рабочего колеса.

Иногда используется смешанный способ регулирования, сочетающий в себе простоту и дешевизну дроссельного метода и энергоэффективность частотного метода. Суть его состоит в ступенчатом изменении частоты вращения рабочего колеса и последующем регулировании до нужной подачи дроссельным методом.

8.3. Регулирование подачи поворотными направляющими на входе в рабочее колесо

Метод состоит на создании закрутки потока на входе в рабочее колесо.

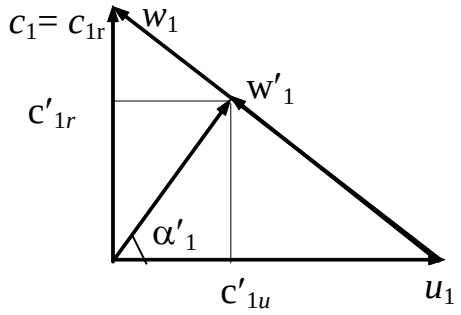

Рисунок 8.4. Изменение треугольника скоростей на входе при закрутке потока в направлении вращения рабочего колеса

Пусть отсутствует закрутка потока на входе на лопатку (рис. 8.4). Тогда угол $\alpha_1 = 90^0$, треугольник скоростей на входе прямоугольный, проекция

c_{1u}=0, и поток движется вдоль радиуса вращения колеса. Теоретический напор нагнетателя равен

$$H_{\text{T}} = \frac{u_2 c_{2u}}{g},$$

подача $Q \sim c_{1r}$.

При создании закрутки потока угол α_1 уменьшается до α'_1, появляется составляющая абсолютной скорости c'_{1u} и уменьшается радиальная составляющая c'_{1r} (рис. 8.4).

Тогда создаваемый напор уменьшается и становится равным

$$H'_{\text{T}} = \frac{u_2 c_{2u} - u_1 c'_{1u}}{g},$$

и подача $Q' \sim c'_{1r}$, т.е. тоже уменьшается.

Чем сильнее производится закрутка потока, тем сильнее происходит уменьшение напора и подачи.

Поскольку при закрутке потока одновременно уменьшаются напор и подача, то напорные характеристики отклоняются вниз относительно первоначальной характеристики (рис. 8.5). Отклонение тем больше, чем сильнее уменьшается угол α_1.

При усилении закрутки потока ($\alpha > \alpha' > \alpha''$) у работающего на некоторую сеть нагнетателя подача уменьшается ($Q > Q' > Q''$), падает также и напор ($H > H' > H''$).

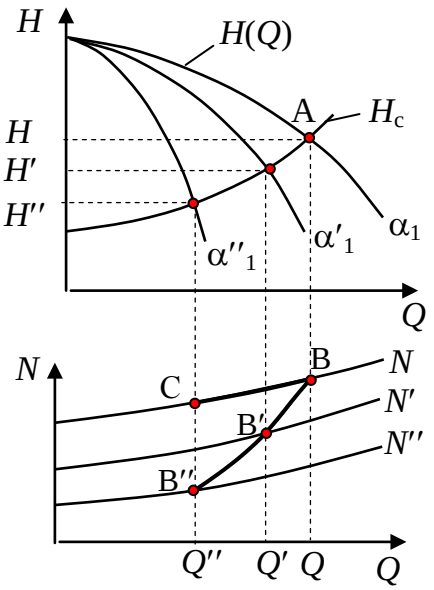

Рисунок 8.5. Изменение параметров нагнетателя при регулировании закруткой потока

Уменьшение потребляемой мощности происходит вдоль линии ВВ′В′′. Если бы регулирование осуществлялось дросселированием, то мощность уменьшалась бы вдоль линии ВС. Видно, что регулирование закруткой потока экономичнее дросселирования, т.к. потребляемая мощность снижается значительно быстрее.

Иногда для увеличения подачи и напора производится форсирование работы нагнетателя поворотом потока в обратную сторону ($\alpha' > 90^0$) (рис. 8.6).

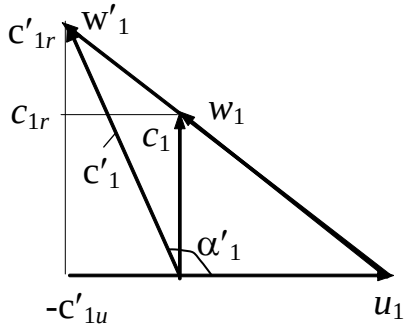

Рисунок 8.6. Изменение треугольника скоростей на входе при закрутке потока обратно вращению рабочего колеса

Проекция абсолютной скорости c'_{1u} становится отрицательной и теоретический напор увеличивается

$$H'_{\text{T}} = \frac{u_2 c_{2u} + u_{1,} c'_{1u}}{g}$$

В действительности эффект увеличения напора значительно ниже из-за увеличения потерь, связанных с возрастанием скорости потока.

Устройства, осуществляющие закручивание потока перед рабочим колесом, называются направляющими устройствами. Конструктивно они бывают двух типов – осевые и радиальные.

9. Кавитация. Высота всасывания центробежного насоса

При работе насоса иногда может нарушиться нормальный режим работы и возникнуть кавитация.

Кавитацией называется образование пузырьков газа в объеме движущейся жидкости при снижении гидростатического давления и схлопывание этих пузырьков внутри жидкости в зоне, где давление повышается.

При схлопывании пузырька давление в нем повышается до сотни атмосфер, т.е. происходит микровзрыв. Если пузырек находится на поверхности рабочего колеса, то сила микровзрыва приходится на эту поверхность, и возникает эрозия материала. Таким образом, кавитация может не только нарушать работу нагнетателя, но стать причиной разрушения его рабочих органов.

В центробежных насосах кавитация может возникнуть на лопатках вблизи входных кромок, где пониженное давление и максимальная скорость потока жидкости. Понижение давления на входе в насос обусловлено гидравлическими сопротивлениями во всасывающем трубопроводе, необходимостью поднятия жидкости от уровня всасывания до оси насоса, а также пониженным давлением на поверхности жидкости.

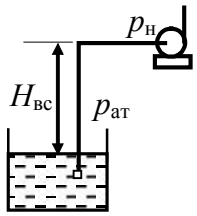

Рис. 9.1

Пусть жидкость поднимается из открытого нижнего резервуара к насосу за счет разности атмосферного давления $p_{атм}$ и давления на входе в насос $p_н$, создаваемой в результате вращения рабочего колеса (рисунок 9.1). Помимо подъема жидкости на высоту $H_{вс}$ часть перепада давления расходуется на создание динамического напора жидкости $c_н^2/2g$ и преодоление гидравлических сопротивлений $\Delta H_{пот}$ во всасывающей трубе. Уравнение всасывания имеет вид

$$\frac{p_{атм} - p_н}{\rho g} = H_{вс} + \frac{c_н^2}{2g} + \Delta H_{пот}.$$

Отсюда высота всасывания равна

$$H_{вс} = \frac{p_{атм} - p_н}{\rho g} - \frac{c_н^2}{2g} - \Delta H_{пот}.$$

Высота всасывания зависит от давления на поверхности всасываемой жидкости. Если резервуар открытый, то она зависит от атмосферного давления, и, как следствие, от высоты местности над уровнем моря (табл. 9.1). Если этот резервуар закрытый, то в выражение подставляется вместо $p_{атм}$ давление в резервуаре, и тогда высота всасывания зависит от этого давления.

Чтобы не возникала кавитация, давление на входе в насос всегда должно быть больше давления парообразования p_t перекачиваемой жидкости при данной температуре. При несоблюдении этого условия жидкость вскипает, и нарушается нормальная работа насоса. Давление p_t сильно зависит от температуры (табл. 9.2).

Таблица 9.1. Среднее атмосферное давление в зависимости от высоты местности над уровнем моря

Высота местности, м	0	100	200	400	600	800	1000	1500
Показание барометра $p_{атм}$, мм.рт.ст.	760	751	742	724	707	690	674	635
Атмосферное давление, м	10,33	10,21	10,1	9,85	9,61	9,38	9,16	8,63

Таблица 9.2. Давление парообразования воды ($p_t/\rho g$) при разных температурах

T, °С	0	5	10	20	30	40	50
$\frac{p_t}{\rho g}$, м	0,06	0,09	0,12	0,24	0,43	0,75	1,26

Продолжение табл. 9.2

T, °С	60	70	80	90	100	120
$\frac{p_t}{\rho g}$, м	2,03	3,18	4,83	7,15	10,3	20,2

На высоту всасывания оказывают влияние подача нагнетателя и диаметр всасывающего трубопровода.

Если диаметр трубопровода постоянен, то при увеличении подачи возрастает скорость потока $c_н$ на входе в насос, и это приводит к уменьшению высоты всасывания.

Если подача постоянна, то при уменьшении диаметра всасывающей трубы скорость потока $c_н$ увеличивается, в результате уменьшается высота всасывания.

Уменьшение высоты всасывания также может произойти при увеличении гидравлических сопротивлений во всасывающем трубопроводе.

Разрежение в насосе не должно превышать некоторый предел, учитывающий запас, обеспечивающий отсутствие кавитации. Поэтому в уравнение

всасывания вводится запас на кавитацию σH, где σ – коэффициент кавитации, H – полный напор, создаваемый насосом.

$\sigma = 0{,}001218\dfrac{n^{4/3}Q^{2/3}}{H}$, ($n$ – частота вращения колеса в об/мин.).

Таким образом, предельная высота всасывания определяется выражением

$$H_{\text{вс}}^{\text{пред}} = \frac{p_{\text{ат}} - p_t}{\rho g} - \frac{c_н^{\,2}}{2g} - \Delta H_{\text{пот}} - \sigma H \ .$$

Предельная высота всасывания зависит от давления на поверхности всасываемой жидкости, от ее температуры, подачи и характеристик трубопровода на участке всасывания.

При некоторых условиях высота всасывания может стать отрицательной, что требует установки насоса ниже уровня всасываемой жидкости. Возможны два различных случая расположения насоса относительно резервуара-источника жидкости (рисунок 9.2).

В первом случае (рисунок 9.2а) насос установлен выше резервуара с жидкостью, и это характерно при перекачивании жидкостей с низкой температурой. Установка на рисунке 9.2б предназначена для насосов, перекачивающих жидкости с высокой температурой, а также при всасывании насосами холодных жидкостей из резервуаров с пониженным давлением.

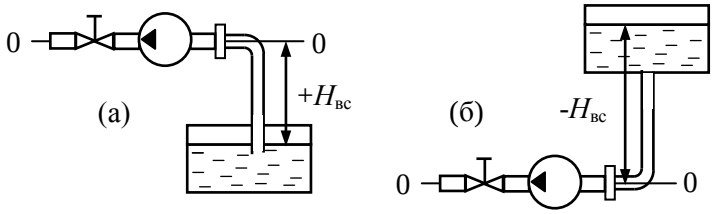

Рисунок 9.2

10. Совместная работа нагнетателей

Иногда возникает необходимость одновременного включения в совместную работу нескольких нагнетателей. Это может быть в следующих ситуациях.

1. Одним нагнетателем не удается получить требуемое давление или поддачу, а замена его другим невозможна.

2. Необходимость смешения или разделения различных компонент в технологическом процессе, а также изменения давления или подачи.

3. Обеспечение надежности работы установки.

Необходимо иметь в виду, что при совместной работе нескольких нагнетателей всегда понижается экономичность их эксплуатации, и поэтому следует пытаться избегать совместной работы.

В совместную работу нагнетатели могут быть включены следующими способами:

1. Параллельно.
2. Последовательно.
3. Комбинировано.

10.1. Совместная работа двух параллельно включенных нагнетателей

Очень часто производственные потребности вызывают необходимость параллельного соединения нагнетательных устройств. В большинстве случаев параллельное включение двух и большего числа нагнетателей рекомендуется тогда, когда оно приводит к увеличению подачи, а соответствующее увеличение частоты вращения рабочего колеса или размеров нагнетателя невозможно из-за чрезмерного шума либо конструктивных соображений.

Основные схемы параллельного включения нагнетателей показаны на рис. 10.1. Различают полностью параллельное включение (рис. 10.1, а) и полупараллельное включение (рис. 10.1, б и 10.1, в).

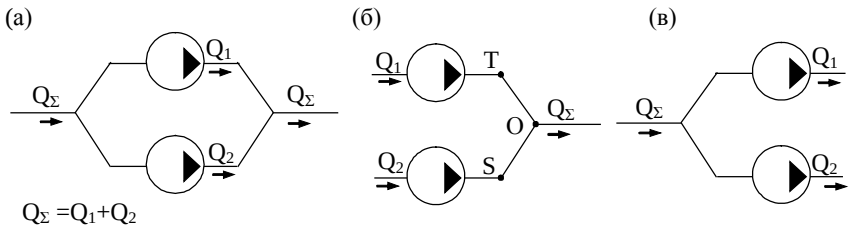

Рис. 10.1. Способы параллельного включения нагнетателей

10.1.1. Совместная работа двух параллельно включенных одинаковых нагнетателей

Пусть два вентилятора с одинаковыми характеристиками включены параллельно (рис. 10.1, *б*). Пусть потери давления на соединительных участках трубопроводов пренебрежимо малы. Тогда давление, развиваемое при совместной работе, одинаково для обоих вентиляторов ($p_1 = p_2 = p_\Sigma$). Суммарная же подача при совместной работе двух нагнетателей равна сумме подач нагнетателей при давлении в трубопроводе p_Σ : $Q_\Sigma = Q_1 + Q_2$.

Отсюда вытекает правило построения суммарной напорной характеристики при параллельном включении нагнетателей: суммарная напорная характеристика двух и более параллельно включенных нагнетателей строится путем суммирования подач одновременно работающих нагнетателей при постоянных значениях давления.

На рис. 10.2 приведены напорные характеристики $p_1(Q)$ и $p_2(Q)$ двух вентиляторов в виде одной линии и суммарная характеристика, построенная по указанному правилу. Здесь же приведены индивидуальные характеристики мощности и КПД.

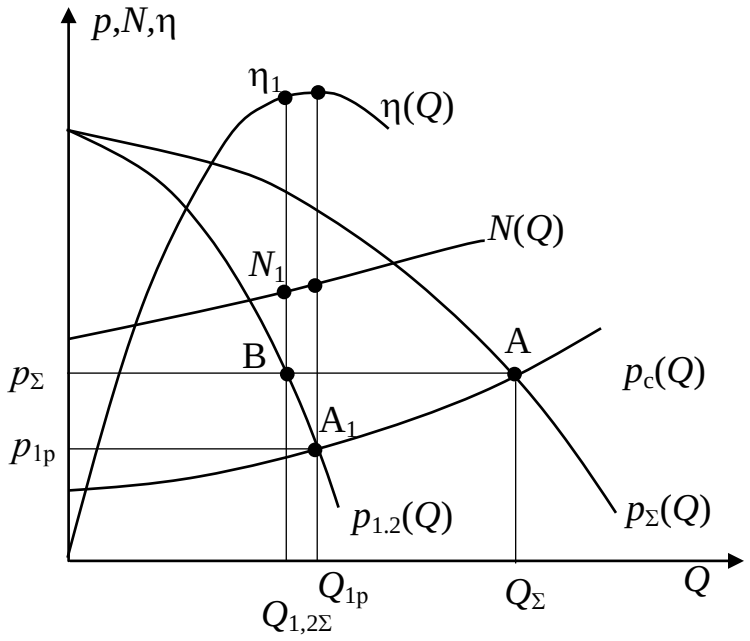

Рис. 10.2. Анализ параметров при параллельном включении двух одинаковых нагнетателей

При работе двух нагнетателей на сеть суммарный режим работы определяется рабочей точкой А. Суммарная подача нагнетателей Q_Σ и создаваемое

ими давление $p_\Sigma = p_{1\Sigma} = p_{2\Sigma}$. Здесь $p_{1\Sigma}$ и $p_{2\Sigma}$ – это давления каждого из нагнетателей при одновременной их работе на сеть.

Подачи каждого из нагнетателей $Q_{1\Sigma}$ и $Q_{2\Sigma}$ при одновременной их работе на сеть определяются рабочей точкой В и составляют половину от общей подачи:

$$Q_{1\Sigma} = Q_{2\Sigma} = Q_\Sigma/2.$$

Потребляемая мощность (на рисунке 10.2 точки N_1 и η_1) каждого из нагнетателей при одновременной их работе на сеть определяются по соответственно характеристике мощности и КПД при подачах $Q_{1\Sigma}$ и $Q_{2\Sigma}$ (на рисунке 10.2 эти подачи обозначены как $Q_{1,2\Sigma}$).

Суммарная потребляемая мощность двух нагнетателей

$$N_\Sigma = 2N_1.$$

При отключении одного из нагнетателей рабочая точка из положения А переместится вдоль характеристики сети в точку A_1. Эта точка является рабочей точкой работающего одного нагнетателя при отключении второго. Работающий нагнетатель имеет подачу $Q_{1р}$ и давление $p_{1р}$. Из графика видно, что параллельное включение двух одинаковых нагнетателей не увеличивает подачу в два раза

$$Q_\Sigma < 2Q_{1р}.$$

Чем больше гидравлическое сопротивление сети, тем круче ее характеристика и тем слабее эффект увеличения подачи при параллельном включении нагнетателей.

При отключении одного нагнетателя можность работающего увеличивается.

10.1.2. Совместная работа двух параллельно включенных нагнетателей с разными характеристиками

Пусть два вентилятора, имеющие различные рабочие характеристики, включены параллельно. Рассмотрим, какие особенности возникают при этом.

На рис. 10.3 приведены напорные характеристики $p_1(Q)$ и $p_2(Q)$ двух нагнетателей и суммарная характеристика, построенная по правилу, описанному в пункте 10.1.1. Здесь же приведены характеристики трех сетей $p_с(Q)$, различающихся гидравлическим сопротивлением.

Целесообразность параллельного включения нагнетателей определяется характеристикой сети, а именно, ее гидравлическим сопротивлением.

При совместной работе двух нагнетателей на сеть 1 точка А является рабочей точкой. Она определяет давление в сети p_Σ и суммарную подачу Q_Σ

двух одновременно работающих нагнетателей. Суммарное давление, создаваемое двумя нагнетателями, равно давлению каждого из одновременно работающих нагнетателей $p_\Sigma = p_{1\Sigma} = p_{2\Sigma}$. Режим работы каждого из нагнетателей при совместной работе определяется точками B_1 и B_2. В соответствии с этим каждый из нагнетателей при совместной работе имеет производительность $Q_{1\Sigma}$ и $Q_{2\Sigma}$. Потребляемая мощность и КПД каждого из нагнетателей при совместной работе определяются при данных производительностях по пересечению вертикальных линий, проходящих через точки B_1 и B_2, с индивидуальными характеристикам мощности и кпд (на рисунке не показано).

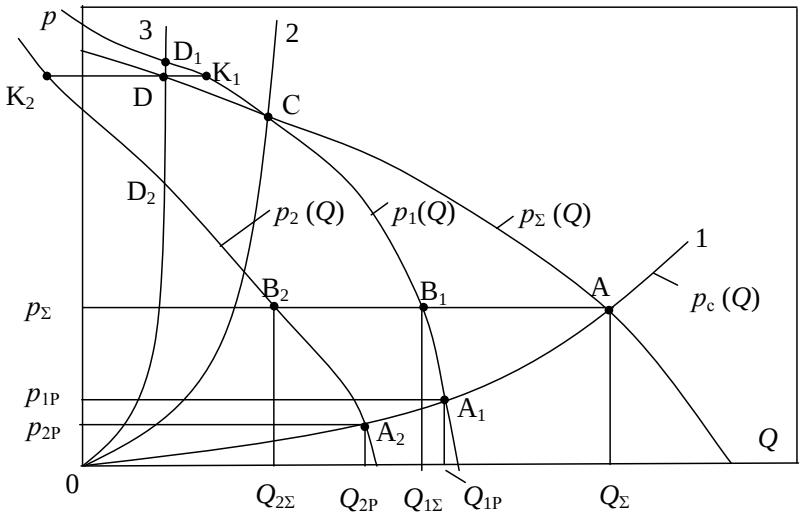

Рис. 10.3. Анализ параметров при параллельном включении двух различных нагнетателей

При отключении одного из нагнетателей рабочая точка из положения А вдоль характеристики сети сместится в т. A_1 либо т. A_2. Эти точки описывают режим работы каждого из нагнетателей при раздельной работе на сеть 1 и параметрами нагнетателей являются соответственно p_{1P}, Q_{1P} и p_{2P}, Q_{2P}.

Из графика видно, что параллельное включение двух нагнетателей приводит к увеличению производительности. Однако, чем больше гидравлическое сопротивление сети (т.е. чем круче характеристика сети), тем достигается меньшее увеличение производительности при параллельном включении.

Поскольку при параллельном включении нескольких нагнетателей для работы на сеть 1 приводит к увеличению подачи, то включение в совместную работу двух нагнетателей на эту сеть с пологой характеристикой является целесообразным. Такой режим работы возможен на участке суммарной напорной характеристики правее точки С.

При работе на сеть 2 режим совместной работы определяется точкой С. Видно, что включение в параллельную работу нагнетателя с характеристикой $p_2(Q)$ бесполезно, т.к. суммарная производительность равна производитель-

ности, которую имеет при индивидуальной работе на ту же сеть первый нагнетатель.

При работе на сеть с крутой характеристикой 3 (область напорной характеристики левее точки С) совместная работа нагнетателей нецелесообразна и даже вредна. Общая производительность при совместной работе, определяемая т. D, меньше, чем производительность первого нагнетателя при раздельной работе на сеть (т. D_1). Точки $К_1$ и $К_2$ определяют режимы работы каждого из нагнетателей при их одновременной работе на сеть 3. Второй нагнетатель имеет отрицательную производительность (т. $К_2$), и это означает, что перекачиваемая среда движется через этот нагнетатель в отрицательном направлении. Производительность первого вентилятора имеет положительное значение. Таким образом, параллельное подключение второго нагнетателя для работы на сеть 3 приводит к не увеличению, а к уменьшению производительности. Чтобы такого не происходило, для работы на сеть с крутой характеристикой целесообразно совместное параллельное включение нагнетателей с одинаковыми напорными характеристиками.

При параллельном включении нагнетателей суммарный КПД определяется выражением

$$\eta_{\Sigma} = \frac{Q_1 + Q_2}{\frac{Q_1}{\eta_1} + \frac{Q_2}{\eta_2}}.$$

10.2. Совместная работа двух последовательно включенных вентиляторов

Последовательное включение двух или большего числа нагнетателей в большинстве случаев применяется тогда, когда давление, создаваемое одним нагнетателем, недостаточно для преодоления сопротивления сети. Таким образом, последовательное включение нагнетателей производится с целью увеличения давления. Иногда последовательное включение нагнетателей применяется из-за того, что для достижения необходимого давления требуются слишком высокие окружные скорости рабочего колеса, которые могут быть причиной разрушения колеса.

Схема последовательного включения нагнетателей приведена на рисунке 10.4. При последовательным включении одно и то же количество среды последовательно перемещается всеми нагнетателями, а давление, необходимое для преодоления сопротивления всей сети, равно сумме давлений, создаваемых каждым нагнетателем.

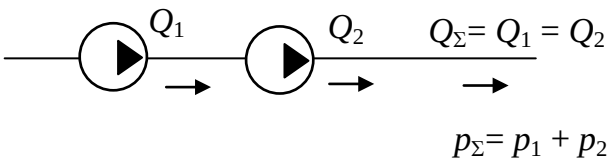

Рис. 10.4. Последовательное включение нагнетателей

Суммарная напорная характеристика при совместной работе получается путем алгебраического сложения давлений каждого нагнетателей при одной и той же производительности.

Анализ совместной работы последовательно включенных центробежных нагнетателей не зависит от числа включенных машин, и поэтому ниже рассматривается работа двух нагнетателей.

10.2.1. Совместная работа двух последовательно включенных одинаковых нагнетателей

Суммарная работа в сети двух одинаковых последовательно включенных нагнетателей иллюстрируется на рис. 10.5. Общая подача Q_Σ и давление p_Σ определяются по пересечению суммарной напорной характеристики с характеристикой сети (точка А).

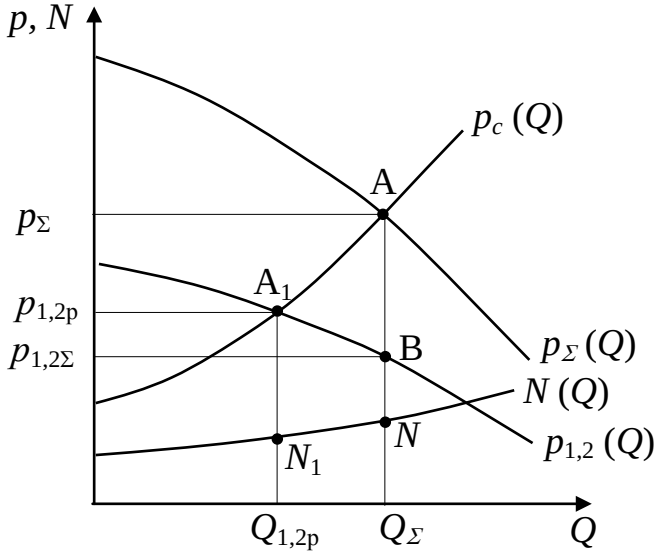

Рис. 10.5. Анализ параметров при последовательном включении двух одинаковых нагнетателей

Давление каждого из совместно работающих нагнетателей определяется по пересечению их индивидуальных характеристик с ординатой, соответствующей подаче Q_Σ . На рисунке 10.5 режим работы каждого из нагнетателей при одновременной работе на сеть характеризуется точкой В. Каждый

нагнетатель имеет подачу $Q_{1\Sigma} = Q_{2\Sigma} = Q_\Sigma$ и давление $p_{1\Sigma} = p_{2\Sigma} = p_\Sigma/2$. Мощность каждого нагнетателя при одновременной работе определяется точкой *N*.

При отключении одного из нагнетателей рабочая точка работающего нагнетателя вдоль характеристики сети смещается в точку A_1. Его работа характеризуется подачей $Q_{1р}$ и давлением $p_{1р}$. Видно, что давление в сети и расход резко снижаются.

Из рисунка 10.5 следует, что последовательное включение двух нагнетателей не позволяет получить двойное повышение давления

$$p_\Sigma < 2p_{1р}\,.$$

Потребляемая мощность работающего нагнетателя при отключении второго нагнетателя определяется точкой N_1 и она снижается, т.е. перегрузка электродвигателя не происходит.

10.2.2. Совместная работа двух последовательно включенных нагнетателей с разными характеристиками

На рис. 10.6 показаны характеристики $p = f(Q)$ для двух различных нагнетателей, включенных последовательно (p_1 – характеристика первого нагнетателя, p_2 – характеристика второго нагнетателя и p_Σ – суммарная характеристика нагнетателей). Анализ совместной работы проводится также, как и для одинаковых нагнетателей.

Оказывается, результат последовательного включения нагнетателей зависит от характеристики сети.

При работе на сеть 3 точкой А определяется суммарный режим работы. Режимы работы каждого нагнетателя при совместной работе определяются точками B_1 и B_2. Режим работы одного из нагнетателей при отключении второго определяется точками A_1 и A_2 .

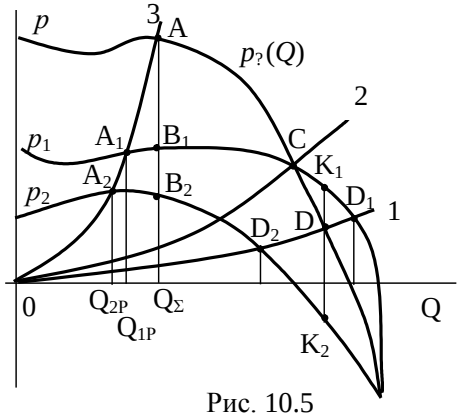

Рис. 10.5

Совместная работа нагнетателей целесообразна при режимах, когда рабочая точка располагается левее точки С на совместной напорной характеристике, что хорошо иллюстрируется работой нагнетателей на сеть 3. В этом случае создаваемое суммарное давление совместно работающими нагнетателями (точка А) больше давления, которое создавал бы каждый из нагнетателей при раздельной работе на эту сеть (точки A_1 и A_2).

При совместной работе нагнетателей на сеть 2 рабочей точкой является точка С. Видно, что включение в совместную работу нагнетателя с характе-

ристикой p_2 (Q) бесполезно, поскольку увеличения давления по сравнению с давлением, создаваемым при индивидуальной работе на эту сеть нагнетателем с характеристикой p_1 (Q), не происходит.

Работа в режимах, когда рабочая точка располагается правее точки С (например, при работе на сеть 1), характеризуется снижением суммарного давления (точка D) по сравнению с давлением нагнетателя с характеристикой p_1 (Q) при индивидуальной работе (точка D_1). В данном режиме второй нагнетатель работает как дроссель, и первому нагнетателю приходится преодолевать сопротивление не только сети, но и второго нагнетателя. Включение в совместную работу второго нагнетателя даже вредно.

Вопрос о целесообразности совместной работы нагнетателей необходимо решать не только с учетом давления, но и КПД. Наиболее экономичной работа вентиляторов при последовательном включении будет, если каждый из них работает в режиме максимального КПД.

При совместной работе нескольких нагнетателей суммарный КПД определяется известными давлениями и коэффициентами полезного действия каждого из нагнетателей при одновременной работе из выражения

$$\eta = \frac{p_1 + p_2}{\frac{p_1}{\eta_1} + \frac{p_2}{\eta_2}}.$$

11. Устойчивость работы нагнетателей

Для нормальной эксплуатации нагнетателей на установках требуется, чтобы их работа была устойчивой.

Работа нагнетателя является устойчивой, если после воздействия случайных возмущений его режим возвращается в исходное состояние.

Наиболее частые причины возникновения случайных возмущений:

- колебания напряжения в электрической сети, из-за которых возникают изменения частоты вращения рабочего колеса;
- изменения гидростатической составляющей в сети;
- колебания расхода в сети.

При возникновении неустойчивого режима работы наблюдаются резкие изменения подачи, давления и потребляемой мощности.

Автоколебаниями или помпажом называются самопроизвольные колебания подачи, давления и мощности нагнетателя. Такие режимы часто могут возникать, если нагнетатель имеет седлообразную напорную характеристику.

Рассмотрим различные ситуации работы насоса в сети, включающей в себя водозабор, всасывающий и нагнетательный трубопроводы и приемную емкость.

1. Приемная емкость имеет значительные размеры, насос имеет падающую напорную характеристику (рис. 11.1). Поскольку приемная емкость имеет значительные размеры, то можно считать, что при колебаниях подачи насоса уровень жидкости в ней постоянен.

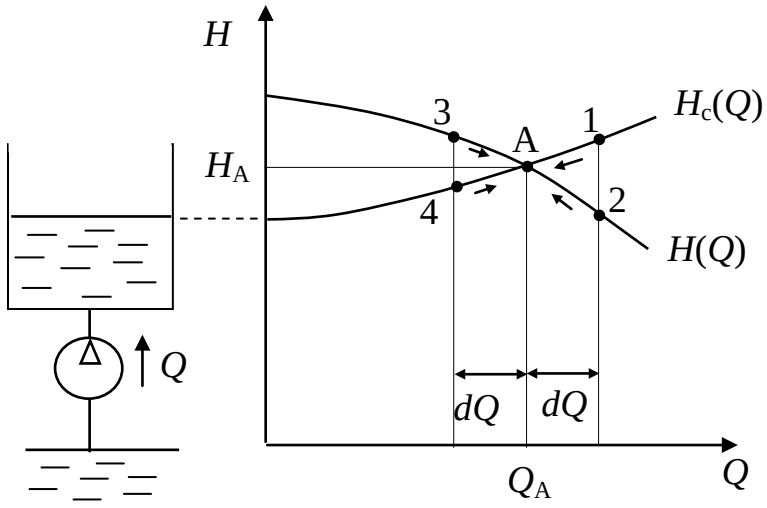

Рис. 11.1. Работа насоса с падающей напорной характеристикой

Пусть при работе на установке требуется поддержание режима работы насоса с подачей Q_A и напором H_A и режим работы определяется т.А.

При случайном увеличении подачи на малую величину dQ противодавление сети (т. 1) оказывается больше создаваемого насосом напора (т. 2). Сеть как бы тормозит работу насоса, и режим работы насоса стремится вернуться в исходное состояние.

Если подача случайно уменьшится на dQ, то напор насоса (т. 3) становится больше противодавления сети (т. 4). В результате подача увеличивается, пока режим работы не вернется в исходную т.А.

Таким образом, при любом случайном изменении подачи режим работы насоса стремится поддерживаться в исходном состоянии. Такая работа насоса является устойчивой.

Условие устойчивости насоса имеет вид

$$\frac{dH}{dQ} < \frac{dH_c}{dQ}.$$

2. Приемная емкость имеет значительные размеры, насос имеет седлообразную напорную характеристику (рис. 11.2).

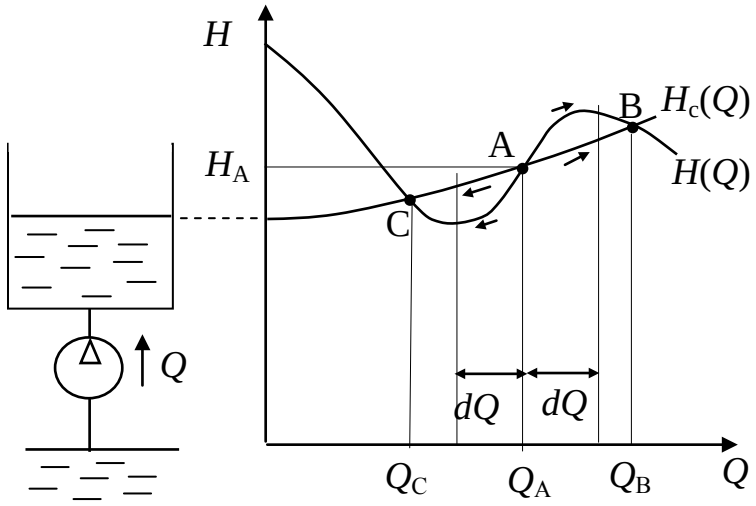

Рис. 11.2. Работа насоса с седлообразной напорной характеристикой

Пусть требуется поддержание работы насоса в т. А, т.е. он должен иметь подачу Q_A и напор H_A.

При случайном увеличении подачи на dQ создаваемый напор оказывается больше противодавления сети. Подача продолжает расти до тех пор, пока режим работы не сместится в т. В. Насос при этом имеет более высокую подачу, чем необходимо $Q_B > Q_A$.

При случайном уменьшении подачи на dQ сопротивление сети становится больше, чем создаваемый напор. В результате подача продолжает сни-

жаться, пока режим работы не перейдет в т. С, и насос характеризуется меньшей подачей $Q_C < Q_A$.

Видно, что при случайных колебаниях подачи происходит самопроизвольное изменение режима работы насоса, который задается точками В либо С, и подача будет Q_C либо Q_B.

Таким образом, при работе насоса с седлообразной характеристикой обеспечить требуемую подачу Q_A не удается, и работа насоса является неустойчивой.

Если насос имеет седлообразную характеристику, то для обеспечения устойчивой его работы рекомендуется использовать правый падающий участок напорной характеристики.

3. Приемная емкость имеет небольшой объем, сопоставимый с подачей насоса, насос имеет седлообразную напорную характеристику (рис. 11.3).

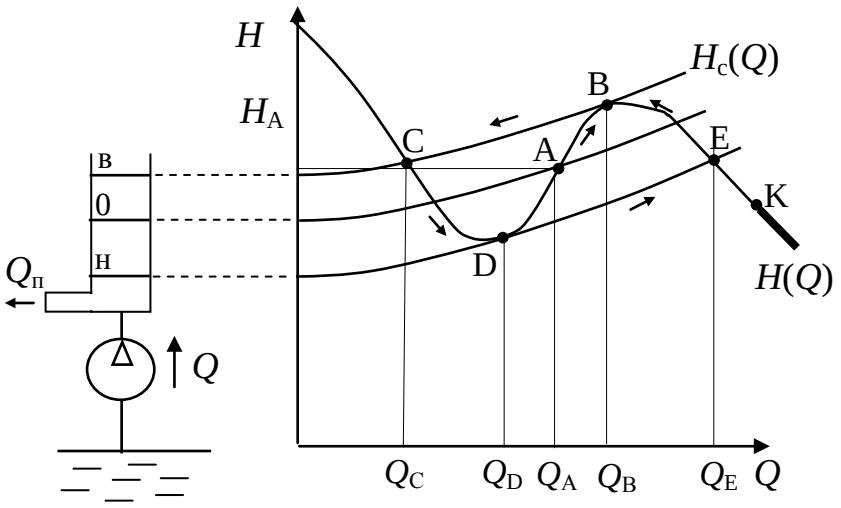

Рис. 11.3. Работа насоса в режиме помпажа

Пусть требуется поддержание работы насоса в т. А, т.е. он должен иметь подачу Q_A, равную расходу потребителя: $Q_A = Q_п$. При случайном изменении подачи на малую величину dQ режим работы не вернется в т. А, и подача продолжит рост, причем, она больше расхода потребителя $Q > Q_п$. Уровень жидкости в приемном баке начнет повышаться, в результате характеристика сети начнет смещаться вверх. Рабочая точка смещается вверх вдоль характеристики насоса, пока не достигнет положения т. В. Режим работы насоса в точке В является критическим, поскольку малейшее дальнейшее перемещение характеристики сети вверх из-за инерции жидкости приводит к скачкообразному переходу режима работы в т. С. Подача уменьшается $Q_C < Q_A$, и, соответственно, меньше расхода потребителя $Q_C < Q_п$. Уровень жидкости в баке понижается, что приводит к смещению характеристики сети вниз. Рабочая

точка перемещается вдоль характеристики насоса до положения т. D, в режим работы становится критическим: незначительное понижение уровня жидкости из-за ее инерции приведет к скачкообразному переходу режима работы в т. Е. Подача резко увеличивается $Q_E > Q_C$ и становится больше расхода потребителя $Q_E > Q_п$. Уровень жидкости в баке растет, характеристика сети смещается вверх, рабочая точка перемещается в т. В, и т.д.

Возникает циклическое изменение подачи насоса, которое называется помпажом.

Таким образом, видно, что в данной ситуации невозможно обеспечить режим работы насоса с подачей, равной расходу потребителя.

Выполненный анализ работы насоса показал, что устойчивость насоса всегда можно обеспечить, если он имеет падающую напорную характеристику.

В случае седлообразной характеристики насоса для обеспечения устойчивой его работы рекомендуется использовать правый падающий участок напорной характеристики правее точки К, положение которой задается условием $H_K < 0{,}9H_B$.

12. Рабочее колесо центробежного насоса

12.1. Устройство рабочего колеса

На рисунке 12.1 приведен продольный разрез (вдоль оси вала) рабочего колеса центробежного насоса. Межлопастные каналы колеса образуются двумя фасонными дисками 1, 2 и несколькими лопастями 3. Диск 2 называется основным (ведущим) и составляет одно единое целое со ступицей 4. Ступица служит для жесткой посадки колеса на вал 5 насоса. Диск 1 называется покрывающим или передним. Он составляет единое целое с лопастями в насосах.

Рабочее колесо характеризуется следующими геометрическими параметрами: диаметром входа D_0 потока жидкости в колесо, диаметрами входа D_1 и выхода D_2 с лопатки, диаметрами вала $d_в$ и ступицы $d_{ст}$, длиной ступицы $l_{ст}$, шириной лопатки на входе b_1 и выходе b_2.

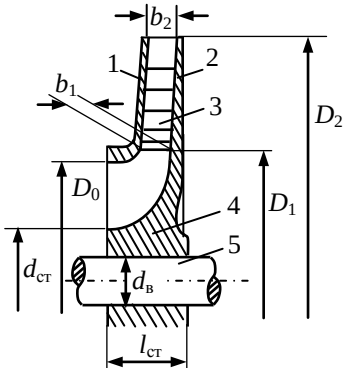

Рисунок 12.1

12.2. Типы рабочих колес

Конструкция рабочего колеса определяется коэффициентом быстроходности n_s, который является критерием подобия для нагнетательных устройств и равен

$$n_s = 3{,}65\frac{n\sqrt{Q}}{H^{3/4}}.$$

В зависимости от величины коэффициента быстроходности рабочие колеса разделяют на пять основных типов, которые показаны на рисунке 11.2. Каждому из приведенного типа колеса соответствуют определенные форма

колеса и соотношение D_2/D_0 . При малых Q и больших H, соответствующих малым значениям n_s, колеса имеют узкую проточную полость и самое большое отношение D_2/D_0. С увеличением Q и уменьшением H (n_s возрастает) пропускная способность колеса должна расти, и поэтому его ширина увеличивается. Коэффициенты быстроходности и соотношения D_2/D_0 для различных типов колес приведены в табл. 12.1.

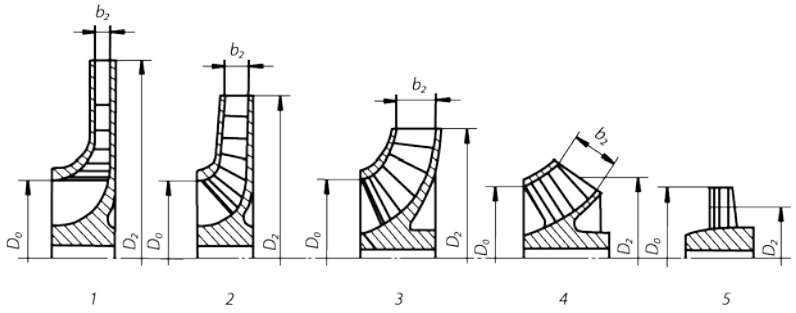

Рисунок 12.2

Таблица 12.1

Коэффициенты быстроходности и соотношения D_2/D_0 для колес различной быстроходности

Тип колеса	Коэффициент быстроходности n_s	Соотношение D_2/D_0
Тихоходное	40÷80	До 2,5
Нормальной быстроходности	80÷150	До 2
Быстроходное	150÷300	1,8 ÷ 1,4
Диагональное	300÷500	1,2 ÷ 1,1
Осевое	500 ÷ 1500	1

13. Осевые нагнетатели

Осевые нагнетательные устройства относятся к классу лопастных машин с высоким коэффициентом быстроходности (n_s > 600). Для этих устройств характерны малые напоры и большие подачи.

Основное конструктивное отличие от колеса центробежного нагнетателя заключается в том, что лопасти осевого нагнетателя размещены между цилиндрической втулкой и цилиндрической внешней стенкой корпуса.

По сравнению с центробежными осевые нагнетатели имеют ряд преимуществ, а именно: более высокий КПД на оптимальном режиме, реверсивность, компактность, лучшие регулирующие свойства. К недостаткам осевых нагнетателей следует отнести: малые коэффициенты давления, необходимость больших окружных скоростей, неустойчивая работа при малых подачах, малая высота всасывания (для насосов), резкий воющий шум.

Схема осевого вентилятора дана на рис. 13.1. Воздушный поток через коллектор 1 поступает на входной направляющий аппарат 2, затем в рабочее колесо 3 и в выходной направляющий аппарат 4. Колесо сидит на валу, вращающемся на подшипниках, укрепленных на стойках. Колесо и направляющие аппараты заключены в кожух 5 (обечайку). Втулка рабочего колеса имеет обтекатель 6.

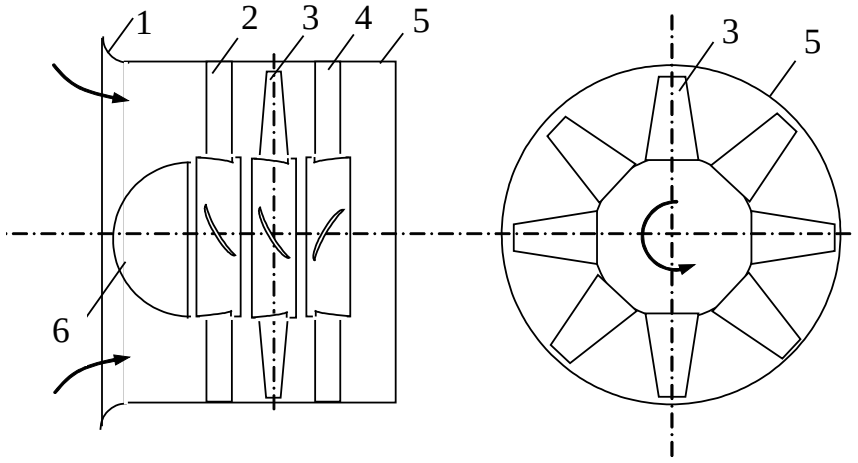

Рис. 13.1

Передача энергии от двигателя потоку среды происходит во вращающемся рабочем колесе. Вращающиеся лопасти колеса взаимодействуют с потоком воздуха, передают ему энергию и перемещают его вдоль оси вентилятора. Движение потока осуществляется преимущественно в направлении оси вращения. Некоторое закручивание приобретается лишь при выходе из колеса.

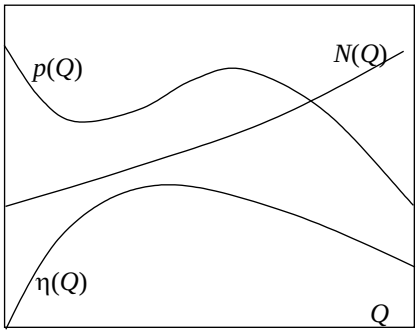

Рис. 13.2

Характеристики осевых машин представляются как зависимости давления (напора), мощности на валу и КПД от производительности. Вид характеристики осевого вентилятора определяется его конструкцией и аэродинамическими свойствами.

В отличие от центробежных вентиляторов напорная характеристика осевого вентилятора часто имеет седлообразную форму (рис. 13.2). Седлообразная характеристика устанавливает неоднозначную зависимость давления от подачи. Режим работы нагнетателей с такой характеристикой является неустойчивым.

14. Поршневые насосы

Поршневые насосы относятся к нагнетателям объемного принципа действия. В них энергия подводится к потоку жидкости за счет периодического изменения объема рабочих камер и соответственно, изменения давления в них.

14.1 Типы поршневых насосов

Насосы подразделяются на насосы простого действия и двойного действия.

В насосах простого действия (рисунок 14.1) имеется одна рабочая камера. Образована она рабочим цилиндром и поршнем, перемещающимся в цилиндре. За один оборот вала (два хода поршня) происходит один раз всасывание жидкости и один раз нагнетание. Такой насос характеризуется значительной неравномерностью подачи.

Насос двойного действия (рисунок 14.2) имеет две рабочие камеры и за один оборот вала два раза всасывает жидкость и два раза нагнетает, что приводит к увеличению производительности и КПД.

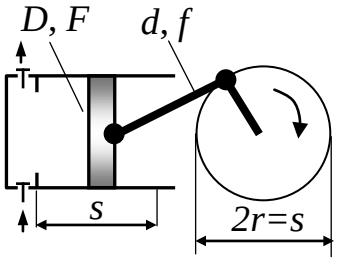

Рисунок 14.1. Насос простого действия

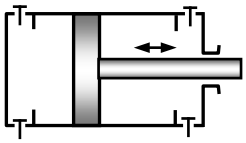

Рисунок 14.2. Насос двойного действия

Для увеличения производительности и повышения ее равномерности насоса простого действия увеличивают количество рабочих цилиндров. Существуют сдвоенные и строенные насосы простого действия.

У сдвоенных насосов используются два цилиндра, и кривошипы смещены друг относительно друга на 180^0, у строенных с тремя цилиндрами – на 120^0.

На рисунке 14.3 показан сдвоенный насос простого действия.

За счет использования двух рабочих цилиндров, в которых поршни перемещаются противофазно, производительность увеличивается в 2 раза, ее равномерность повышается.

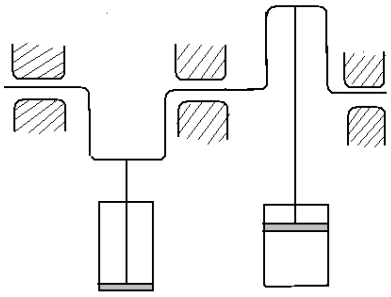

Рисунок 14.3. Сдвоенный насос прямого действия

14.2 Производительность поршневого насоса

Теоретическая средняя производительность насоса простого действия

$$Q_{\text{Т}} = \frac{Fsn}{60},$$

где F – площадь поршня (D – его диаметр), s – длина хода поршня, n – частота вращения привода (об/мин).

Действительная производительность насоса меньше теоретической производительности. Причиной этого являются следующие факторы:

- неплотности клапанов и уплотнений поршня и сальников;
- запаздывания открытия и закрытия клапанов;
- выделение растворенного в жидкости воздуха,
- подсос воздуха извне через неплотности.

Действительная производительность насоса простого действия определяется с учетом объемного коэффициента полезного действия η_0

$$Q = \eta_0 Q_{\text{Т}} = \eta_0 \frac{Fsn}{60}.$$

Средняя действительная производительность насоса двойного действия

$$Q = \eta_0 \frac{Fsn}{60} + \eta_0' \frac{(F - f)sn}{60},$$

где f – площадь сечения штока поршня (d – его диаметр), η_0 и η_0' объемные коэффициенты полезного действия двух рабочих камер.

Для строенного насоса средняя действительная производительность насоса равна сумме средних производительностей всех цилиндров

$$Q = \sum \eta_0 \frac{Fsn}{60}$$

Отличительной чертой поршневых насосов является неравномерность подачи в течение хода поршня. Жидкость следует строго за движущимся цилиндром при всасывании и нагнетании. В насосах вращательное движение вала преобразуется в возвратно-поступательное движение поршня с помощью передаточного механизма. Поэтому движение поршня неравномерное и, соответственно, и движение жидкости.

В течение хода поршня производительность насоса изменяется, и жидкость подается в напорный трубопровод неравномерно. Этот факт иллюстрируется рисунком 14.4. На рисунке φ – угловое перемещение кривошипа, x_1 и x_2 – соответствующие линейные перемещения поршня в начальный момент времени и при повороте кривошипа на 90^0. Видно, что при одинаковых угловых перемещениях кривошипа в начальный момент и при повороте на 90^0 линейное перемещение поршня существенно различно ($x_1 < x_2$).

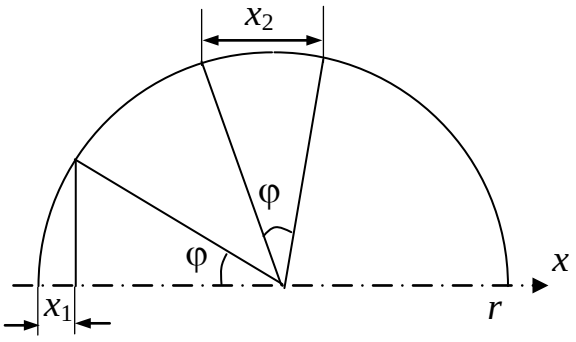

Рисунок 14.4

В каждый момент времени теоретическая подача поршневого насоса простого действия равна

$$Q = Fc_{\text{п}},$$

где $c_{\text{п}}$ – скорость поршня.

Пусть в насосе привод поршня осуществляется кривошипно-шатунным механизмом. Тогда в предположении, что длина шатуна L намного больше радиуса кривошипа r , скорость поршня определяется выражением

$$c_{\text{п}} = \frac{dx}{dt} = \frac{d}{dt}\left(r - r\cos\varphi\right) = r\sin\varphi\frac{d\varphi}{dt} = r\omega\sin\varphi,$$

где ω – угловая скорость вращения вала двигателя, r – радиус кривошипа, φ = φ t – угол поворота кривошипа за время t от начала хода поршня.

Тогда в каждый момент времени подача насоса определяется выражением

$$Q_{\text{н}} = F\omega r \sin\varphi,$$

где ω – угловая скорость вращения вала двигателя, r – радиус кривошипа, φ = φτ – угол поворота кривошипа за время τ от начала хода поршня.

График производительности насоса простого действия за два хода поршня выглядит следующим образом (рисунок 14.5):

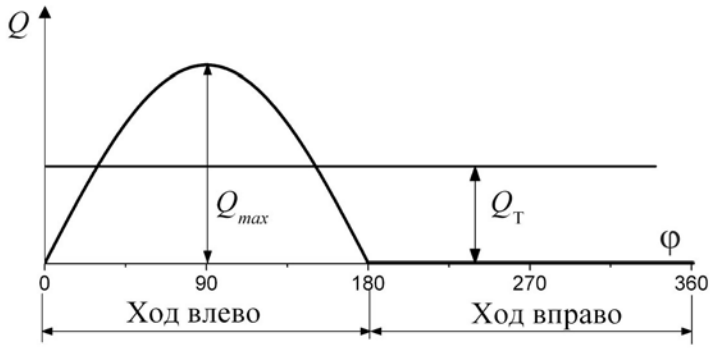

Рисунок 14.5

Поршневой насос простого действия всасывает жидкость только за один ход поршня при его движении вправо (см. рисунок 14.1). Нагнетание происходит при его движении влево. Неравномерность подачи такого насоса значительна, средняя производительность намного меньше максимального значения.

Максимальная теоретическая производительность насоса простого действия при φ = 90^0:

$$Q_{\text{н max}} = F\omega r = F\frac{\pi n}{60}r$$

На рисунке 14.6 показан график производительности насоса двойного действия за два хода поршня. Подача жидкости осуществляется в течение двух ходов поршня. Различие амплитуд подачи при движении поршня вправо и влево обусловлено различием полезных площадей поршня F и (F-f) (см. рисунок 14.2).

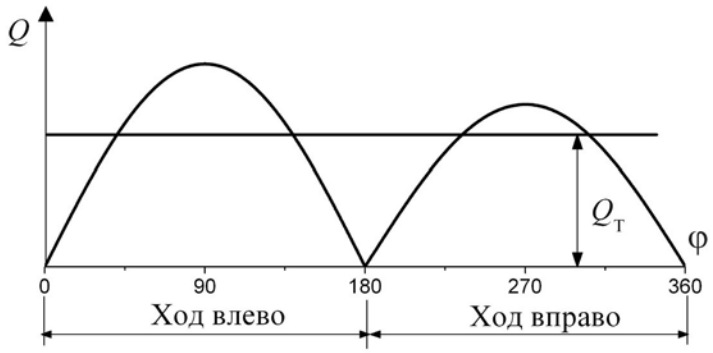

Рисунок 14.6

Степенью неравномерности подачи m называется отношение максимальной подачи к средней за время одного оборота вала. Для насоса простого действия

$$m = \frac{Q_{н\,max}}{Q_т} = \pi .$$

14.3 Высота всасывания поршневого насоса

Пусть насос перекачивает жидкость из открытого бака (рисунок 14.7).

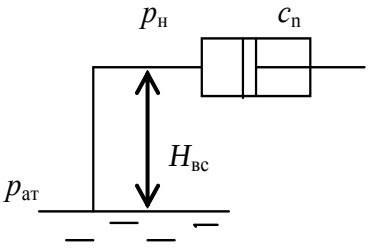

Рисунок 14.7

Тогда уравнение процесса всасывания поршневого насоса их открытого бака с атмосферным давлением $p_{ат}$ на поверхности жидкости имеет вид

$$\frac{p_{ат} - p_н}{\rho g} = H_{вс} + \frac{c_п^{\,2}}{2g} + \Delta H_{пот} + \Delta H_{кл} + \Delta H_{ин}$$

где $H_{вс}$ – высота всасывания, $c_п$ – скорость движения поршня, $\Delta H_{пот}$ – потери напора во всасывающем трубопроводе, $\Delta H_{кл}$ – потери напора на всасываю-

щем клапане, $\Delta H_{ин}$ – инерционные потери напора из-за неравномерности подачи.

Максимальное разрежение в цилиндре насоса создается в начальный момент его движения. Тогда $c_п = 0$ и $\Delta H_{пот} = 0$. В этот момент инерционные потери напора имеют максимальное значение

$$\Delta H_{ин}^{\max} = \frac{l_{вс}}{g}\frac{F}{f_{вс}}\omega^2 r\left(1+\frac{r}{L}\right),$$

где $l_{вс}$ и $f_{вс}$ – соответственно длина и площадь сечения всасывающего трубопровода, L – длина шатуна.

Максимальная высота всасывания поршневого насоса определяется начальным моментом движения поршня насоса

$$H_{вс}^{пред} = \frac{p_{ат} - p_t}{\rho g} - \frac{l_{вс}}{g}\frac{F}{f_{вс}}\omega^2 r\left(1+\frac{r}{L}\right) - \Delta H_{кл}$$

Для увеличения равномерности подачи на всасывающей трубе устанавливаются воздушные колпаки. Воздушные колпаки уменьшают инерционные потери напора, и в результате увеличивается максимальная высота всасывания. При определении высоты всасывания вместо всей длины $l_{вс}$ всасывающей трубы подставляется длина l_2 – на участке между воздушным колпаком и насосом. Поскольку движение жидкости практически равномерно, то необходимо учитывать потери напора на участке l_1 всасывающего трубопровода от его начала до колпака.

Тогда максимальная высота всасывания поршневого насоса с воздушным колпаком определяется выражением

$$H_{вс}^{пред} = \frac{p_{ат} - p_t}{\rho g} - \left(\lambda\frac{l_1}{d_{вс}} + \sum\zeta\right)\frac{c_{вс}^{\,2}}{2g} - \frac{l_2}{g}\frac{F}{f_{вс}}\omega^2 r\left(1+\frac{r}{L}\right) - \Delta H_{кл}.$$

При заданной высоте всасывания данная формула позволяет определить максимальную угловую скорость и, соответственно, предельное число оборотов $n_{пред}$ двигателя.

14.4 Мощность и КПД поршневого насоса

Мощность и КПД поршневого насоса можно определить, воспользовавшись индикаторной диаграммой (рисунок 14.8).

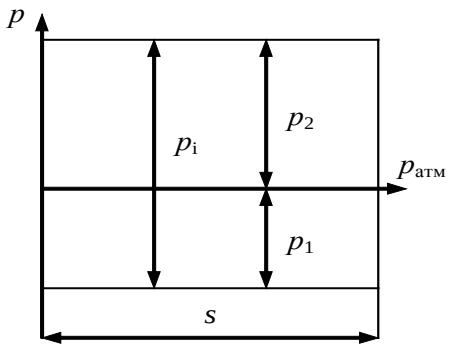

Рисунок 14.8

p_1 − разрежение в цилиндре при всасывании, p_2 − избыточное давление при нагнетании.

Индикаторное давление

$$p_i = p_1 + p_2$$

Работа поршня за ход всасывания

$$A_{вс} = F\, p_1\, s\ .$$

Работа поршня за ход нагнетания

$$A_{нагн} = F\, p_2\, s\ .$$

Полная работа за два хода поршня, либо за 1 оборот вала

$$A = A_{вс} + A_{нагн} = F(p_1 + p_2)s = Fp_i\, s$$

Внутренняя или индикаторная мощность поршня

$$Ni = \frac{Fp_i sn}{60}$$

Действительная мощность, подводимая к валу насоса больше внутренней, поскольку часть ее расходуется на преодоление механического трения. Механический КПД:

$$\eta_м = \frac{Ni}{N}$$

Отсюда

$$N = \frac{Ni}{\eta_м},$$

и тогда

$$N = \frac{p_i snF}{60\eta_M}.$$

Если есть индикаторная диаграмма, то можно подобрать для насоса двигатель необходимой мощности.

Часть внутренней мощности затрачивается на преодоление гидравлических сопротивлений, а также на восполнение утечек через неплотности и клапаны. Поэтому внутренняя мощность больше полезной мощности.

Внутренний или индикаторный КПД насоса

$$\eta_i = \frac{N_n}{N_i}$$

Отсюда

$$N_i = \frac{N_n}{\eta_i}$$

Ранее было получено, что $\eta_i = \eta_0 \eta_г$.

Тогда

$$N = \frac{Ni}{\eta_м} = \frac{N_п}{\eta_м \eta_i}.$$

Поскольку полный КПД $\eta = \eta_0 \eta_г \eta_I$, то

$$\boxed{N = \frac{N_i}{\eta_M} = \frac{N_п}{\eta_M \eta_0 \eta_Г} = \frac{N_п}{\eta} = \frac{pQ}{\eta} = \frac{\rho QgH}{\eta} = \frac{MgH}{\eta}}.$$

$$\eta_0 = 0{,}7 \div 0{,}97,$$
$$\eta_г = 0{,}8 \div 0{,}94,$$
$$\eta = 0{,}65 \div 0{,}85.$$

14.5. Характеристика поршневого насоса

Основной характеристикой насоса является зависимость напора (давления) от подачи (производительности), которая называется напорной характеристикой.

В п. 14.2 было показано, что $Q \sim D^2 sn$.Для насоса с заданными геометрическими размерами подача не зависит от давления. Поэтому при постоянной частоте вращения она постоянна для всех значений давления. Теоретическая

напорная характеристика представляет собой вертикальную прямую линию, параллельную оси ординат (рисунок 13.8).

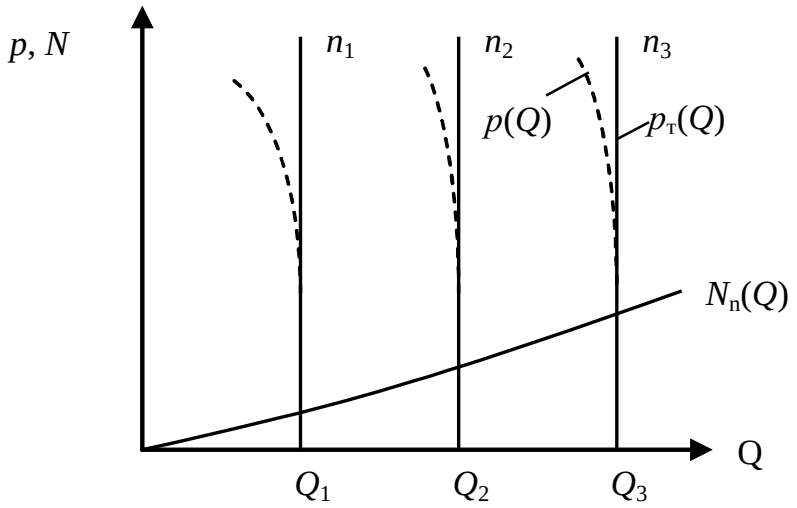

Рисунок 14.9. Характеристики поршневого насоса

При изменении частоты вращения подача изменится пропорционально этой частоте, и характеристика сместится и займе новое положение, соответствующее частоте. На рисунке 14.9 показаны теоретические напорные характеристики для трех частот вращения ($n_1<n_2<n_3$).

Действительные напорные характеристики при больших давлениях отклоняются от теоретических в сторону уменьшения подачи, что иллюстрируется штриховыми линиями на рисунке 14.9. Объясняется это тем, что при больших давлениях подача уменьшается из-за возникающих утечек жидкости.

Характеристика полезной мощности представляет собой наклонную линию. Ее форма зависит от гидравлических свойств подключенного трубопровода.

14.6. Работа поршневого насоса на сеть

Режим работы поршневого насоса на сеть может быть определен графически путем совместного построения характеристики сети $p_с\,(Q)$ и характеристики насоса (рисунок 14.10).

Подача и создаваемое насосом давление определяются по пересечению характеристики сети и напорных характеристик при соответствующей частоте вращения, как показано на рисунке 14.10. Мощность определяется по характеристике мощности при найденном значении подачи.

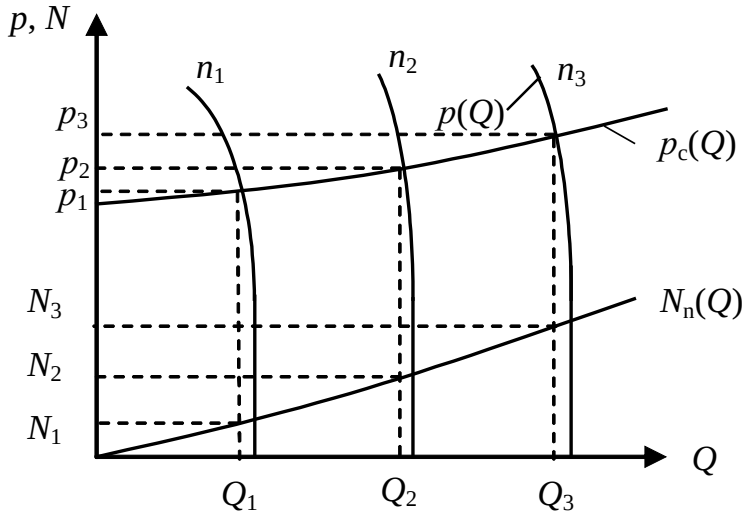

Рисунок 14.10. Работа поршневого насоса на сеть

14.7. Регулирование поршневого насоса

Напорная характеристика поршневого насоса является крутой, и поэтому дроссельный способ регулирования является очень малоэффективным. Даже при сильном перекрытии регулирующей задвижки на трубопроводе и соответствующем изменении наклона характеристики сети изменение подачи и давления насоса незначительно.

Основным способом регулирования подачи поршневого насоса является частотный способ за счет изменения частоты вращения привода насоса. Реализация этого способа регулирования иллюстрируется рисунком 14.10. На рисунке приведены напорные характеристики для трех частот вращения. При работе насоса на сеть с приведенной на рисунке характеристикой p_c(Q) насос при работе с частотами n_1. n_2. n_3 имеет подачи Q_1, Q_2, Q_3 и соответственно давления p_1, p_2 и p_3.

15. Компрессоры

15.1. Параметры и классификация

Устройства для сжатия газов, со степенью повышения давления $\varepsilon > 1{,}15$ и охлаждением называются компрессорами.

К компрессорам относятся также вакуум-насосы, которые относятся к классу устройств, обеспечивающих откачивание газов из емкостей с вакуумом и сжимающих его до атмосферного давления.

Основные параметры компрессоров:

1. Q – объемная производительность. Измеряется в ($м^3/с$) и определяется при условиях всасывания либо при нормальных условиях.

2. p_1 и p_2 – начальное и конечное давления (Па), либо $\varepsilon = \frac{p_2}{p_1}$ – степень повышения давления.

3. Мощность на валу N (Вт).

4. Коэффициент полезного действия η (%).

Существуют следующие классификации компрессоров:

- по принципу действия;
- по назначению;
- по конечному давлению;
- по способу отвода теплоты;
- по типу приводного двигателя и т.д.

В соответствии с классификацией по принципу действия компрессоры можно разделить на три основные группы: лопастные, объемные и струйные. К лопастным компрессорам относятся осевые и центробежные, иногда называемые турбокомпрессорами. Из группы объемных компрессоров наиболее распространены поршневые компрессоры, которые могут быть простого либо двойного действия, а также состоящие из нескольких цилиндров.

15.2. Термодинамика компрессорного процесса

Несмотря на разные принципы сжатия газов в компрессорах различных типов и их конструктивное отличие термодинамика процесса сжатия одинакова для всех машин. Поэтому процессы сжатия описываются одними и теми же уравнениями.

Сжатие и расширение газов в компрессорах может осуществляться при реализации следующих процессов.

1. Изотермический процесс. Процесс происходит при постоянной температуре (T=const) и описывается уравнениями

$$pv = \text{const} \text{ либо } \frac{p}{\rho} = \text{const}.$$

Здесь p – абсолютное давление, v – удельный объем.

2. Адиабатный процесс, который происходит без теплообмена с окружающей средой. Но возможно внутреннее образование теплоты за счет вихреобразования и газового трения.

Уравнения адиабатного процесса

$$pv^k = \text{const} \quad \text{либо} \quad \frac{p}{\rho^k} = \text{const}$$

k – показатель адиабаты.

В компрессорах адиабатный процесс строго выполняться не может, поскольку невозможно устройство полностью теплоизолировать.

3. Политропный процесс, который является общим видом компрессорного процесса.

Уравнения политропного процесса

$$pv^n = \text{const} \quad \text{либо} \quad \frac{p}{\rho^n} = \text{const}.$$

n – показатель политропного процесса. Показатель n может изменяться от 1,15 до 1,8.

4. Изоэнтропный процесс, который используется для теоретического описания сжатия и расширения газов. Процесс происходит при постоянстве энтропии (S=const) и реализуется при отсутствии теплообмена с окружающей средой и без внутреннего тепловыделения.

15.3. Индикаторная диаграмма

Для простоты рассматривается процесс одноступенчатого сжатия поршневым компрессором.

Поршневой компрессор (рис. 15.1) имеет рабочую полость 1, образованную цилиндрическим корпусом 2 с рубашкой охлаждения и плотно притертым цилиндром 3. Корпус имеет пустотелые стенки, в которых циркулирует вода охлаждения 4 корпуса и поршня. Поршень совершает возвратно-поступательные движения. В крышке цилиндра в специальных коробках размещены два клапана – всасывающий 5 и нагнетательный 6.

Рабочий процесс компрессора совершается за один оборот вала двигателя или два хода поршня. При ходе поршня вправо открывается всасывающий

клапан, и в цилиндр поступает рабочее тело – газ. При обратном движении поршня всасывающий клапан закрывается, происходит сжатие газа до заданного давления, открывается нагнетательный клапан. Газ по нагнетательному трубопроводу поступает к потребителю.

Затем процесс повторяется.

Величина конечного давления задается пружиной на нагнетательном клапане.

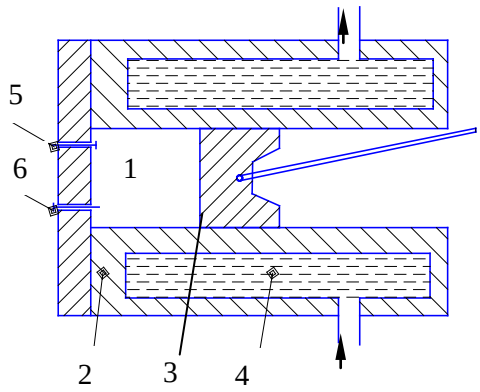

Рисунок 15.1. Поршневой компрессор

Основная задача термодинамического расчета компрессора – это определение работы на получение одного кг сжатого воздуха и определение мощности приводного двигателя.

Для упрощения расчетов делаются основные допущения:

1) геометрический объем цилиндра компрессора равен рабочему объему (отсутствует мертвое пространство);
2) отсутствуют потери работы на трении поршня стенки цилиндра и дросселирование в клапанах;
3) всасывание газов в цилиндр и его нагнетание происходят при постоянном давлении.

Теоретическая индикаторная диаграмма идеального компрессора, представленная на рис. 15.2, показывает изменение давления за 2 хода поршня.

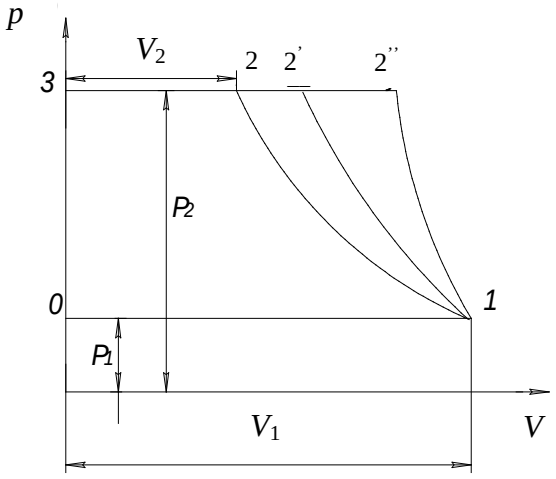

Рисунок 15.2

При движении поршня вправо происходит всасывание при постоянном давлении p_1. Этому процессу соответствует линия 0-1, которая называется линией всасывания. При обратном движении поршня происходит сжатие газа, линия 1-2 называется линией сжатия. Когда достигается заданное давление p_2, весь сжатый газ выталкивается в нагнетательный трубопровод, и этому процессу соответствует линия нагнетания 2-3.

В начале следующего хода поршня нагнетательный клапан закрывается, давление в цилиндре p_2 практически мгновенно падает до давления p_2, открывается всасывающий клапан и далее повторяется весь процесс.

Наклон линии сжатия зависит от условий реализуемого процесса. На рисунке 15.2 линии 1-2 соответствует изотермическое сжатие, линии 1-2′ – политропное сжатие, линии 1-2″ – адиабатное сжатие.

Действительная индикаторная диаграмма отличается наличием потерь энергии на клапанах. Существует также мертвое пространство – объем газа $V_м$ между поршнем и клапанной пробкой в крайнем положении поршня при вытеснении газа ($V_м$ от 4 до 10%).

Из-за потерь на клапанах всасывание происходит при давлении газа в цилиндре меньшем, чем давление во всасывающем трубопроводе, а нагнетание – при более высоком давлении, чем в нагнетательном трубопроводе.

Поскольку имеется объем мертвого пространства, то по окончании нагнетания сжатого газа его некоторое количество $V_м$ остается в цилиндре. При обратном ходе поршня объем газа $V_м$ расширяется, всасывание новой порции газа начинается только при достижении давления газа в цилиндре до давления всасывания. В результате линия расширения газа 3-0 уже не вертикальная, а становится наклонной (рис. 15.3). Всасывание начинается в точке 0, и в цилиндр поступает порция газа $V = V_ц - V_0$.

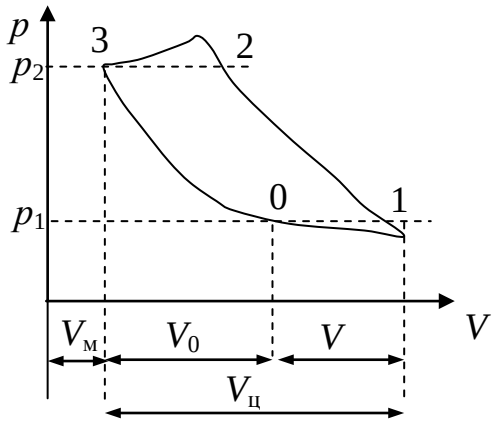

Рисунок 15.3. Действительная индикаторная диаграмма

Видно, что объем мертвого пространства уменьшает количество поступающего в цилиндр газа и тем самым уменьшает производительность компрессора.

Отношение

$$\frac{V}{V_{\text{ц}}} = \eta_0$$

называется объемным коэффициентом полезного действия.

С увеличением объема мертвого пространства производительность компрессора уменьшается, уменьшается также η_0 и может стать равным нулю.

Кроме того, при сжатии газа происходит его нагрев. Массовое количество поступающего газа в цилиндр компрессора уменьшается вследствие увеличения его удельного объема из-за нагревания горячими поверхностями цилиндра и нагретым газом объема мертвого пространства.

Уменьшение массового количества всасываемого в цилиндр газа из-за повышения температуры определяется отношением T_1'/T_1, где T_1'– температура всасываемого газа, T_1 – температура газа, нагретого в цилиндре в процесса всасывания.

Общее уменьшение производительности компрессора из-за вредного пространства и нагревания газа характеризуется коэффициентом наполнения

$$\eta_{н} = \eta_0 \frac{T_1'}{T_1}.$$

15.4. Влияние конечного давления на производительность компрессора

При постоянном объеме $V_{\text{м}}$ с повышением давления сжатия производительность и КПД компрессора уменьшаются, и в предельном случае могут стать равными нулю.

Пусть процесс сжатия газа заканчивается при давлении p_2, и исходная индикаторная диаграмма 1230 имеет вид, показанный на рис. 15.4. Нагнетание происходит вдоль линии 2-3, затем давление в цилиндре падает по линии 3-0, и всасывание начинается в т.0. В цилиндр поступает объем газа V_1.

С увеличением давления до p_2' сжатие заканчивается в т.2′. Нагнетание происходит вдоль линии $2'$-$3'$, всасывание новой порции газа начинается в т.0′. Видно, что количество всасываемого газа уменьшается $V_1' < V_1$, что приводит к уменьшению производительности $Q' < Q$ и КПД компрессора. Производительность и КПД компрессора уменьшаются еще сильнее при дальнейшем повышении конечного давления p_2.

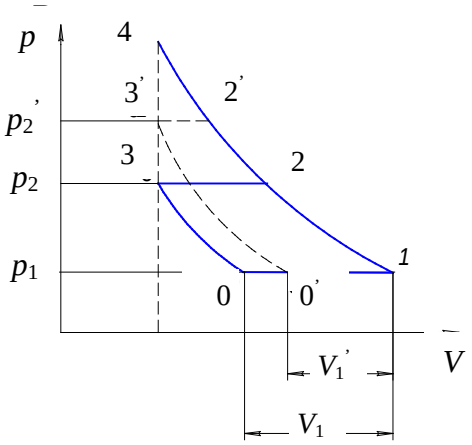

Рисунок 15.4

В предельном случае сжатие заканчивается в т.4 (точке пересечении линии сжатия и вертикальной линии мертвого пространства). В этом случае линия нагнетания превращается в точку, всасывание новой порции газа не производится. Поршень компрессора периодически сжимает одно и то же количество газа без нагнетания. Производительность и КПД компрессора равны нулю: $Q = 0$, $\eta_0 = 0$.

15.5. Удельная работа в компрессорном процессе. Мощность и КПД

Удельная работа, затрачиваемая компрессором на получение 1 кг сжатого газа выражается площадью индикаторной диаграммы 01230, ограниченной изобарами начального p_1 и конечного p_2 давлений, кривой сжатия и осью ординат (рис. 15.5).

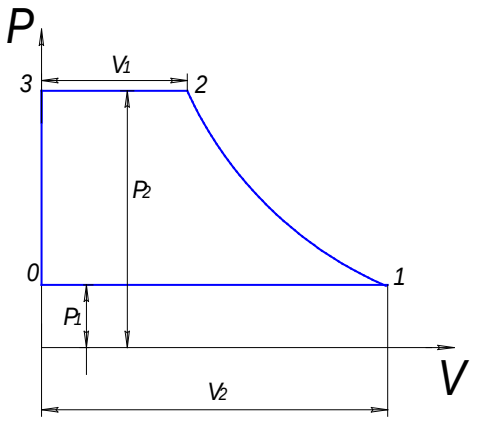

Рисунок 15.5

Величина работы зависит от реализуемого процесса сжатия.

1. Изотермическое сжатие:

$$l_{из} = p_1 v_1 \ln \frac{p_2}{p_1}.$$

2. Политропное сжатие:

$$l_{п} = \frac{n}{n-1} p_1 v_1 \left[\left(\frac{p_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

Поскольку

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{n-1}{n}}, \text{ то}$$

$$l_{п} = \frac{n}{n-1} p_1 v_1 \left[\frac{T_2}{T_1} - 1 \right].$$

Эффективная мощность, затрачиваемая на привод компрессора

$$N = \frac{\rho Q l}{\eta_0 \eta_м},$$

где ρ – плотность газа, поступающего в компрессор,

l – удельная работа,

η_0 – объемный КПД,

$\eta_м$ – механический КПД.

Совершенство компрессорного процесса оценивается относительными термодинамическими КПД – изотермическим $\eta_{из}$ и изоэнтропным $\eta_а$.

Эти КПД представляют собой отношение теоретической работы к действительной, затраченной на привод компрессора.

Относительный изотермический КПД

$\eta_{из} = \frac{l_{из}}{l_д}$ – для компрессоров с интенсивным охлаждением (для поршневых и роторных),

$$\eta_{из} = \frac{R \ln \frac{p_2}{p_1}}{C_p \left(\frac{T_2}{T_1} - 1 \right)},$$

где R – универсальная газовая постоянная.

$\eta_{из}$ может изменяться в диапазоне от 0,8 до 0,92.

Относительный изоэнтропный КПД

$\eta_а = \frac{l_а}{l_д}$ – для компрессоров с неинтенсивным охлаждением (для осевых и центробежных).

Он определятся выражением

$$\eta_а = \frac{\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{(k-1)/k} - 1}{\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{(n-1)/n} - 1}$$

Диапазон изменения $\eta_а$ – от 0,75 до 0,85.

15.6. Многоступенчатое сжатие

В одной ступени компрессора невозможно достичь высокого давления из-за снижения производительности Q и КПД η. Кроме того, при сильном сжатии происходит значительное повышение температуры, что требует интенсивного охлаждения. В лопастных компрессорах получение газа высокого давления ограничено максимальной скоростью вращения лопастей из-за механической прочности материала.

Поэтому получение газа с высоким давлением осуществляется за счет многоступенчатого сжатия, которое реализуется в нескольких последовательно соединенных ступенях с промежуточным охлаждением после каждого сжатия. В результате снижается отношение давления в каждой ступени, повышаются производительность Q и объемный кпд η_0.

Промежуточное охлаждение ступеней за счет уменьшения температуры улучшает условия смазки поршня в цилиндре, и это уменьшает расход энергии на привод компрессора.

Общая структурная схема трехступенчатого сжатия газа показана на рисунке 15.5. Процесс сжатия газа осуществляется в трех последовательно соединенных ступенях. После каждой ступени имеется теплообменник, где газ охлаждается до температуры газа на входе в первую ступень: $T_1=T_2=T_3$.

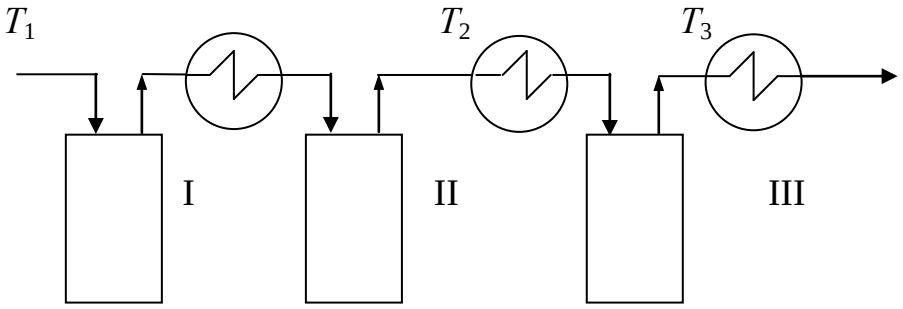

Рисунок 15.5. Блок-схема трехступенчатого сжатия

На рисунке 15.6 показан трехступенчатый компрессор. Компрессор имеет три рабочие камеры. Сжимаемый газ последовательно перемещается через эти камеры за счет возвратно-поступательного движения поршня усложненной конструкции. После сжатия в каждой ступени газ охлаждается в соответствующем охладителе до начальной температуры T_1.

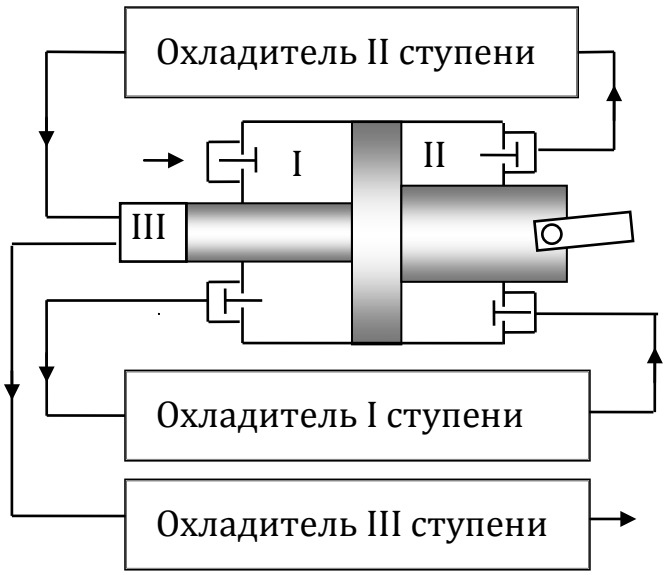

Рисунок 15.6. Трехступенчатый компрессор

Теоретическая индикаторная диаграмма трехступенчатого компрессора приведена на рисунке 15.7.

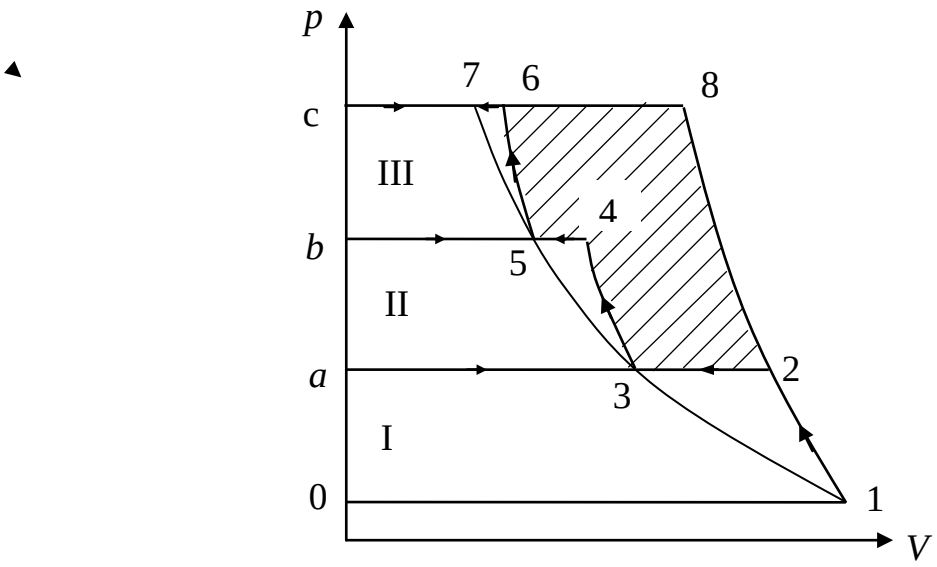

Рисунок 15.7

На диаграмме приведены линии:

0-1 – линия всасывания в первую ступень;

1-2 – процесс политропного сжатия в первой ступени;

2-a – линия нагнетания из первой ступени в первый охладитель;

a-3 – линия всасывания во вторую ступень;

3-4 – процесс политропного сжатия во второй ступени;

4-b – линия нагнетания из второй ступени во второй охладитель;

b-5 – линия всасывания в третью ступень;

5-6 – процесс политропного сжатия в третьей ступени;

6-c – линия нагнетания из третьей ступени.

Отрезками линий 2-3 и 4-5 изображено уменьшение объема газа в процессе охлаждения при постоянном давлении в первом и во втором охладителях.

Охлаждение газа во всех охладителях происходит до одной и той же температуры T_1. Поэтому температуры газа в точках 1, 3, 5, 7 одинаковы, и поэтому указанные точки располагаются на изотерме 1-7. Таким образом, многоступенчатое сжатие газа с промежуточным охлаждением приближает процесс компрессора к наиболее экономичному изотермическому процессу.

Работа на привод трехступенчатого компрессора при политропном сжатии в ступенях изображается площадью 0123456c0. При осуществлении политропного процесса сжатия газа до давления p_6 в одной ступени затрачиваемая работа изображается площадью 018c0. Видно, что при переходе от одноступенчатого сжатия к многоступенчатому получается экономия работы, соответствующая на диаграмме площади 2345682.

Отношение давлений в ступенях обычно выбирается одинаковым:

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{p_4}{p_3} = \frac{p_6}{p_5} = \varepsilon,$$

откуда

$$\varepsilon^3 = \frac{p_2}{p_1}\frac{p_4}{p_3}\frac{p_6}{p_5}, \quad \varepsilon = \sqrt[3]{\frac{p_6}{p_1}}.$$

Для z ступеней компрессора при сжатии от давления p_1 до давления $p_к$ можно получить

$$\varepsilon = \sqrt[к]{\frac{p_к}{p_1}} = \sqrt[к]{\varepsilon_к},$$

где $\varepsilon_к$ – степень повышения давления компрессора в целом.

Выбор числа ступеней при многоступенчатом сжатии.

Увеличение числа ступеней сжатия газа с промежуточным охлаждением приближает процесс сжатия к наиболее экономичному – изотермическому. Причем, минимум затрат энергии обеспечивается при равенстве энергий отдельных ступеней процесса и равенстве степеней повышения давления во всех ступенях.

Однако, в действительном многоступенчатом компрессоре с увеличением числа ступеней растут потери давления на охладителях и соединительных участках газового тракта, что приводит к росту затрат энергии. В результате выигрыш энергии от приближения цикла компрессора к изотермическому уменьшается.

Компрессор с большим числом ступеней с конструктивной точки зрения более сложен и требует больших затрат при изготовлении и эксплуатации.

Указанные обстоятельства должны учитываться при выборе числа ступеней многоступенчатого компрессора.

Число ступеней для поршневых компрессоров выбирается в зависимости от температуры вспышки паров смазочного масла. В лопастных компрессорах число ступеней определяется в зависимости от допустимых по условиям прочности окружных скоростей концов лопастей. В лопастных компрессорах число лопастей может доходить до 40.

При сжатии температура газа повышается. В таблице 15.1 в качестве примера приведены конечные температуры при адиабатном сжатии для нескольких степеней повышения давления ε.

Таблица 15.1.

$\varepsilon = p_2/p_1$	T_2, K
2	358
4	493
8	536

Температура вспышки компрессорных смазочных масел имеет порядок 493-535 *К*.

Видно, что конечная температура сжатия при ε = 8 является опасной.

Число ступеней многоступенчатого компрессора выбирается исходя из конечного давления. Ориентировочные данные приведены в таблице 15.2 для начального давления всасывания 0,1 МПа.

Таблица 15.2. Выбор числа ступеней при многоступенчатом сжатии

Число ступеней	Конечное давление p_2, МПа
1	до 0,7
2	0,5 - 3
3	1,3 - 15
4	3,5 - 40
5	15 - 100
6	20 – 130
7	45 - 150

15.6. Регулирование лопастных компрессоров

Регулирование работы компрессора осуществляется для обеспечения потребителя сжатым газом с необходимыми параметрами.

Регулирование может осуществляться двумя путями:

(а) – изменением характеристик трубопроводной системы;

(б) – изменением характеристик компрессора.

Различают 3 основных вида регулирования компрессора:

1) Поддержание постоянного давления на входе.
2) Поддержание постоянного давления на выходе.
3) Поддержание постоянной производительности.

Наиболее распространенные способы регулирования:

1) Дросселирование на входе или выходе;
2) Переспуск (байпасирование);
3) Изменение частоты вращения колеса компрессора;
4) Изменение закрутки потока на входе направляющими аппаратами.

Наиболее экономичным является третий способ.

При изменении частоты вращения *n* колеса используются формулы пересчета параметров:

$$\frac{Q}{Q_1} = \frac{n}{n_1}.$$

При адиабатном сжатии: $\dfrac{\varepsilon^{\frac{k-1}{k}}-1}{\varepsilon_1^{\frac{k-1}{k}}-1}=\left(\dfrac{n}{n_1}\right)^2$,

При политропном сжатии: $\dfrac{\varepsilon^{\frac{n-1}{n}}-1}{\varepsilon_1^{\frac{n-1}{n}}-1}=\left(\dfrac{n}{n_1}\right)^2$.

В левой части выражения n – показатель политропы, в правой – число оборотов.

При изотермическом сжатии: $\dfrac{\ln\varepsilon}{\ln\varepsilon_1}=\left(\dfrac{n}{n_1}\right)^2$.

Дроссельное регулирование при постоянной частоте n = const.

Этот вид регулирования доступен и во всех случаях очень просто реализуется. Однако, при заданных n и характеристике сети этим способом возможно регулирование только на уменьшение подачи.

а) Регулирование лопастных компрессоров дросселированием на нагнетательном трубопроводе (рисунок 15.8). При частичном перекрытии регулирующей задвижки, установленной на нагнетательном трубопроводе, характеристика сети становится круче. В результате рабочая точка А вдоль напорной характеристики компрессора смещается влево. Подача компрессора уменьшается, давление растет.

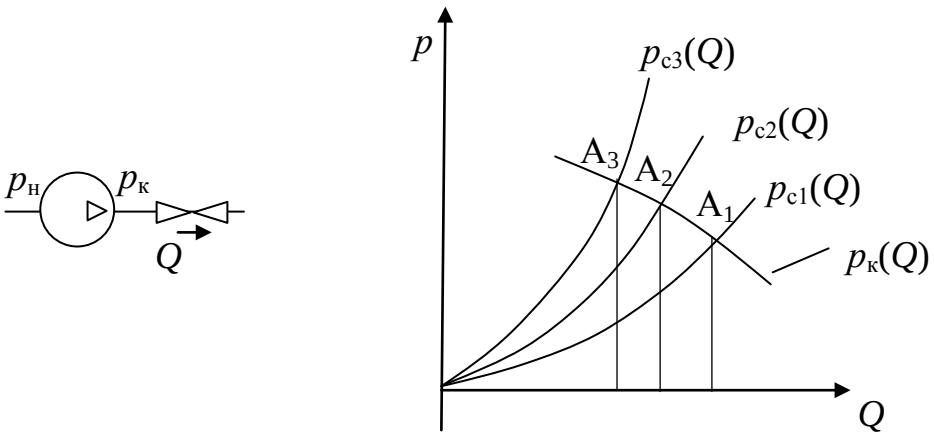

Рисунок 15.8

б) Регулирование лопастных компрессоров дросселированием на всасывании (рисунок 15.9).

Для компрессоров помимо изменения характеристик сети дросселирование на всасывании приводит и деформированию и напорной характеристики.

Изменение открытия дросселя изменяет сопротивление на входе в компрессор. Давление на входе в компрессор уменьшается, что приводит к уменьшению плотности газа на входе. Изменяется и конечное давление $p_к$. Изменяется напорная характеристика компрессора. За счет уменьшения плотности газа уменьшается и массовая производительность компрессора. В результате напорные характеристики смещаются вниз (рис. 15.9).

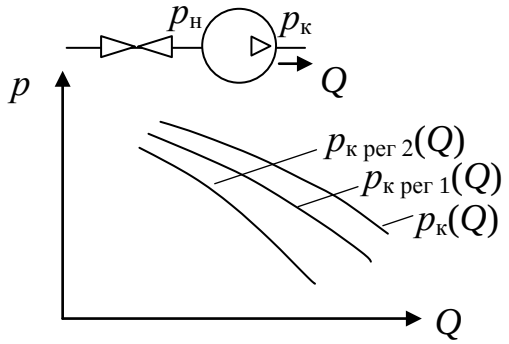

Рисунок 15.9

в) Байпасирование (дроссельный переспуск).

Нагнетательный и всасывающий трубопроводы соединяются обводным (байпасным) трубопроводом с клапаном и теплообменником (рис. 15.10). Часть газа через этот трубопровод возвращается на вход компрессора, и в результате уменьшается количество поступающего к потребителю газа. Благодаря теплообменнику состояние газа на входе компрессора практически не меняется.

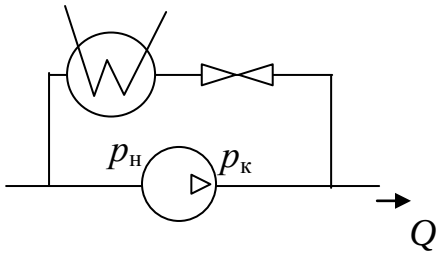

Рисунок 15.10

При сжатии воздуха обычно байпас без теплообменника соединяется с атмосферой.

Регулирование переспуском связано с повышенной затратой мощности.

15.7. Регулирование поршневых компрессоров

При регулировании компрессоров необходимо обеспечить равенство производительности компрессора и расхода сжатого газа потребителем.

Способы регулирования поршневых компрессоров:

- воздействие на привод;
- дросселирование на трубопроводе;
- воздействие на клапаны;
- воздействие на мертвый объем;
- комбинированный.

Регулирование может быть ступенчатым и непрерывным; ручным и автоматическим.

1. Воздействие на привод.

а) Периодическая остановка двигателя компрессора (рис.15.11).

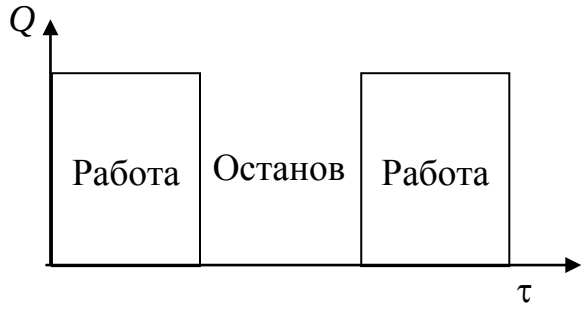

Рисунок 15.11

При остановке агрегата мощность не потребляется, что является достоинством способа регулирования. При работе в постоянном режиме КПД сохраняется.

Недостатки: резкое изменение тока в сети при включении и выключении агрегата, частое повторение процедур пуска и остановки компрессорного агрегата.

Остановку можно производить путем его отключения от работающего двигателя с помощью муфт. Но тогда недостатком являются появление потери энергии на холостом ходе.

б) Изменение частоты вращения вала компрессора (рис.15.12).

Изменение частоты может производиться ступенчато или плавно.

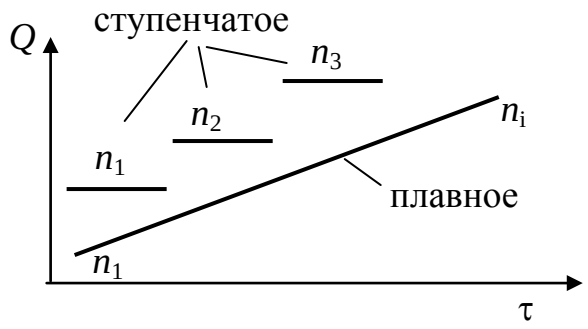

Рисунок 15.12

2. Способы воздействия на трубопроводную систему (дросселирование):

а) дроссельный переспуск (байпассирование) реализуется так же как было описано для лопастных компрессоров.

б) дросселирование на всасывающем трубопроводе (рис.15.13). Регулирование компрессора 2 производится регулятором 1, который имеет обратную связь с ресивером 3. Как правило, способ осуществляется автоматически.

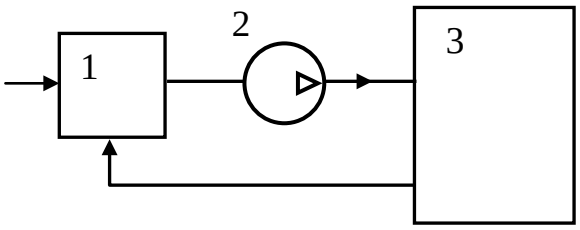

Рисунок 15.13

Один из примеров технической реализации способа регулирования показан на рис. 15.14.

Необходимо обеспечить равенство подачи компрессора и расхода потребителя сжатого газа $Q_к = Q_п$.

Если уменьшается расход потребителя из баллона 1, то при данной подаче компрессора 1 давление в баллоне 2 возрастает. Оно через трубку 3 передается в устройство регулирования 4. Воздействует на поршень, который, сжимая пружину, прикрывает дроссельную заслонку 5. Подача компрессора уменьшается, пока не сравняется с расходом из баллона 1.

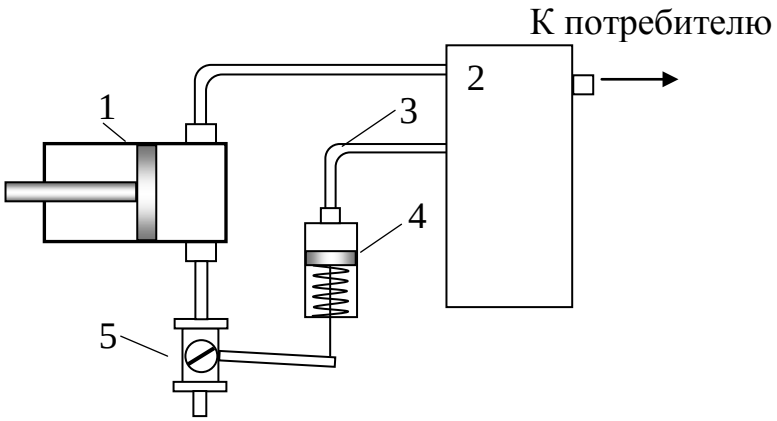

Рисунок 15.14

Настройка регулирующего устройства осуществляется натяжением пружины поршневого механизма 4.

Способ прост, легко поддается автоматизации. Но энергетическая эффективность его невысока.

На рисунке 15.15 показана индикаторная диаграмма компрессора при дроссельном регулировании. 1230 – индикаторная диаграмма без регулирующего сопротивления на всасывающем трубопроводе. При введении дросселя на всасывающем трубопроводе давление всасывания понижается $p_1 \rightarrow p_{1рег}$. Тогда процесс расширения происходит до более низкого давления вдоль линии 3-0′, линия всасывания – 0′-1′. Всасываемый объем газа уменьшается: $V_{1рег} < V_1$, объем вытесняемого газа тоже уменьшается: $V_{2рег} < V_2$. В результате подача компрессора уменьшается.

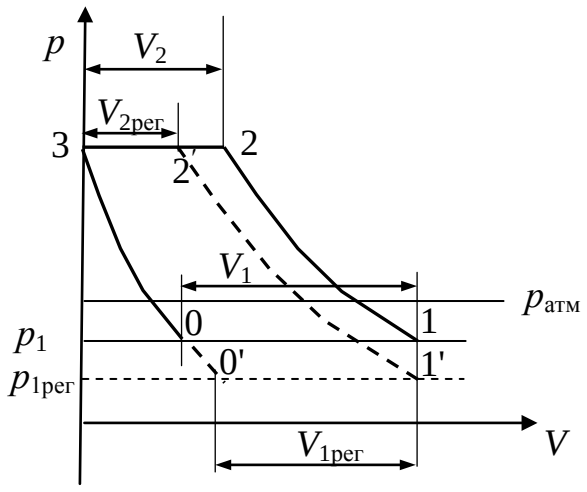

Рисунок 15.15

3. Метод воздействия на клапаны.

Метод состоит в отжимании пластин всасывающего клапана. При этом сжатие газа и его подача в напорный трубопровод не происходит. Газ из цилиндра выталкивается во всасывающий трубопровод. Происходит пропуск сжатия и подачи (рис. 15.16а).

Всасывающий клапан может отжиматься на части хода поршня при сжатии и нагнетании (рис. 15.16б). Когда отжим прекращается, оставшаяся часть газа в цилиндре сжимается и подается потребителю. Тем самым осуществляется плавное регулирование производительности.

Реализация метода иллюстрируется рисунком 15.17. При уменьшении расхода потребителя $Q_п$ давление в ресивере 1 растет. Оно передается по трубке 2 к поршневому механизму 3, который отжимает пластину всасывающего клапана 4, препятствуя ей садиться на седло. В результате производительность компрессора 5 уменьшается.

Метод реализуется автоматически при превышении давления. Отличается высокой экономичностью. Недостаток – быстрый износ клапанов.

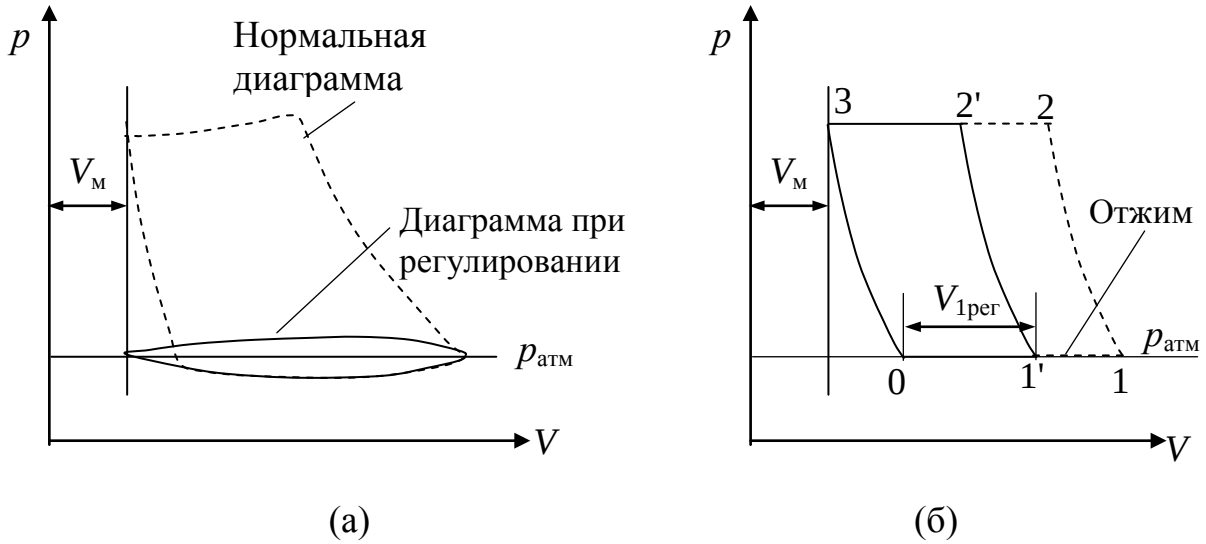

Рисунок 15.16

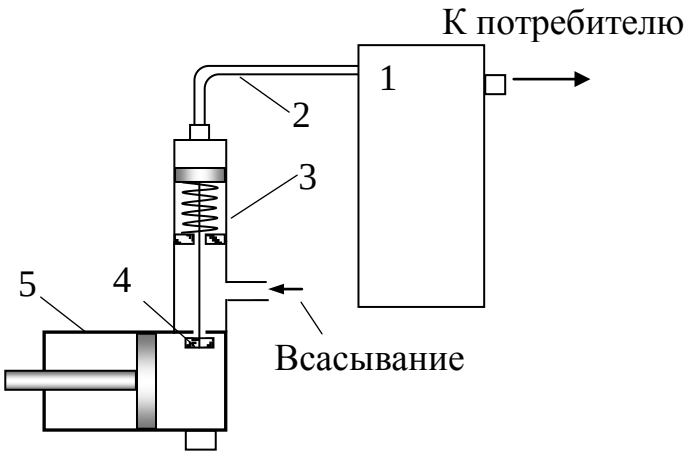

Рисунок 15.17

4. Регулирование воздействием объем мертвого пространства

Реализуется при постоянной частоте привода и основан на изменении объема мертвого пространства: $V_ц$ = const, n = const, $V_м$ = var.

Пусть при начальном объеме $V_м$ исходной индикаторной диаграммой является область 0123 (рис. 15.18). Всасываемый объем газа – V_1, а нагнетаемый – V_2.

При увеличении объема мертвого пространства до $V_{м\ рег}$ политропой расширения является линия 3-0′, и видно, что всасываемый объем газа уменьшается $V_{1\ рег} < V_1$. Новая политропа сжатия – 1-2′, и соответственно объем подаваемого газа тоже уменьшается $V_{2\ рег} < V_2$. В результате производительность и КПД компрессора уменьшаются.

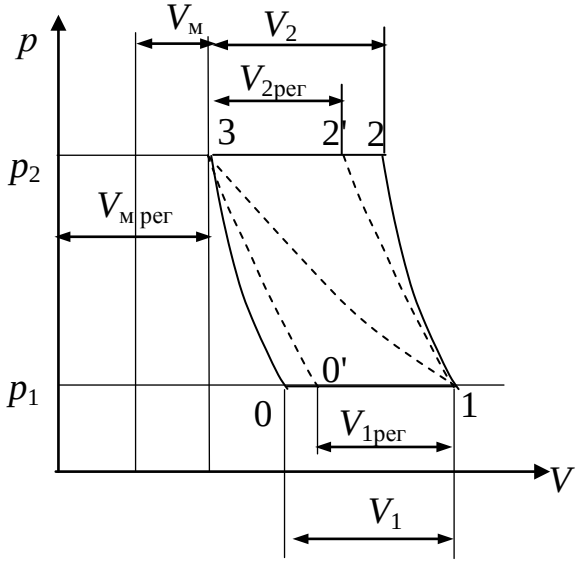

Рисунок 15.18

Индикаторная мощность компрессора, пропорциональная площади индикаторной диаграммы, тоже уменьшается.

В предельном случае $\eta_0 = 0$ и $Q = 0$. Этому случаю соответствует линия диаграммы 1-3.

Пример технической реализации метода регулирования показан на рисунке 15.19. Изменение объема мертвого пространства осуществляется поршневой системой 1, которая подсоединена к крышке 1. Диапазон изменения объема мертвого пространства и, соответственно производительности компрессора, определяется объемом поршневой системы.

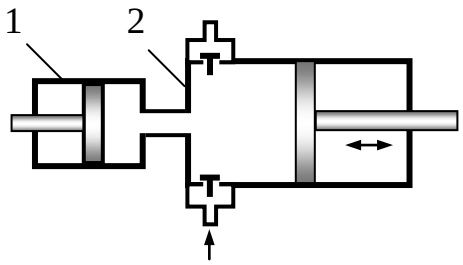

Рисунок 15.19

Способ считается экономичным.

15.8. Конструктивные типы поршневых компрессоров

Компрессоры имеют богатое разнообразие конструкций. Они могут классифицироваться по ряду различных признаков.

Различают следующие типы компрессоров:

1. Простого и двойного действия;
2. Бескрейцкопфные (тронковые) и крейцкопфные,
3. Прямоточные и непрямоточные;
4. С внешним и встроенным приводом;
5. С горизонтальным, вертикальным, угловым и оппозитным расположением цилиндров;
6. С водяным и воздушным охлаждением.

В компрессорах простого действия используется одностороннее всасывание и сжатие газа, которое осуществляется одной стороной поршня (рис.15.20).

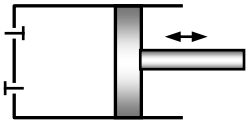

Рисунок 15.20

Компрессоры двойного действия используют двухстороннее всасывание (рис.15.21). В них сжатие осуществляется обеими сторонами поршня в двух рабочих полостях цилиндра. Объем рабочей камеры в задней полости цилиндра меньше, чем в передней на объем штока, связывающего поршень с крейцкопфом.

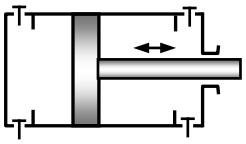

Рисунок 15.21

В бескрейцкопфных компрессорах движение передается непосредственно от шатуна к поршню (рис.15.22). В данных компрессорах существенную роль играют радиальные силы, действующие на поршень. Поэтому поршень имеет развитую по длине поверхность и выполняет роль крейцкопфа. Как правило, такие компрессоры относятся к компрессорам простого действия и для них характерно одностороннее всасывание.

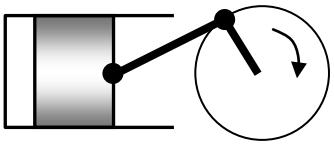

Рисунок 15.22

В крейцкопфных компрессорах движение от шатуна к поршню передается через крейцкопф и шток (рис.15.23). Поршень жестко соединен со штоком, который связан с крейцкопфом и совершает с ним возвратно-поступательные движения. С другой стороны, шток связан с крейцкопфом, также движущимся возвратно-поступательно.

Крейцкопфные компрессоры чаще всего относятся к компрессорам двойного действия.

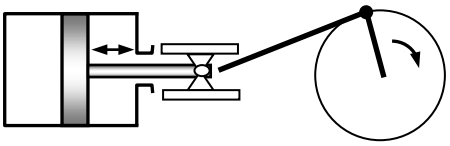

Рисунок 15.23

В прямоточных компрессорах газ в течение всего рабочего процесса движется в одном направлении (рис.15.24). Всасывающий клапан устанавливается непосредственно на поршне и перемещается вместе с ним.

Установка клапана на поршне приводит к увеличению массы подвижной части, что ухудшает инерционные характеристики устройства и понижает частоты вращения приводного двигателя. Кроме того, значительно усложняется процедура профилактики и ремонта всасывающего клапана.

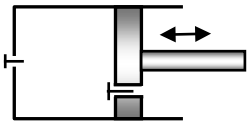

Рисунок 15.24

Положительным моментом прямого движения газа в компрессоре является уменьшение завихрения потока газа и связанное с этим тепловыделение.

В непрямоточных компрессорах всасывающий и нагнетательный клапаны установлены в корпусе и неподвижны (рис.15.20). Газ при всасывании и нагнетании меняет направление движения. Перемена направления движения газа приводит к интенсивному вихреобразованию и его нагреву.

Компрессоры с внешним приводом соединяются с двигателем через муфту или ременную передачу. Эти компрессоры имеют уплотнение вала – сальник, который препятствует попаданию рабочего вещества в атмосферу. Такие компрессоры часто называются сальниковыми.

Преимуществом сальниковых компрессоров является возможность охлаждения приводного двигателя атмосферным воздухом, доступность для ремонтных и профилактических работ, отсутствие потребности использования специальных материалов, обеспечивающих надежную работу обмоток двигателя в среде рабочего вещества.

Недостаток – наличие сальников, требующих регулярных профилактических и ремонтных работ.

Компрессоры с встроенным приводом имеют встроенный в картер электродвигатель. Сальник в них отсутствует. Такие компрессоры называются бессальниковыми или герметичными.

Преимущества встроенного привода состоят в высокой надежности из-за отсутствия сальников. Кроме того, они отличаются малыми размерами и мас-

сой электродвигателя, поскольку его номинальную мощность можно повысить в несколько раз из-за эффективного охлаждения рабочим веществом.

Но недостатком встроенного привода является подогрев рабочего вещества от электродвигателя, что снижает объемную производительность компрессора. Из-за опасности разрушения медных проводов обмотки электродвигателя существуют ограничения на виды рабочих веществ компрессора.

Как правило, с целью получения высокого давления компрессоры реализуют многоступенчатое сжатие газов. Многоступенчатые компрессоры выполняются в двух вариантах:

а) со ступенями сжатия в отдельных цилиндрах;

б) с дифференциальным поршнем и несколькими ступенями сжатия в одном цилиндре.

Компрессоры со ступенями сжатия в отдельных цилиндрах выполняют следующих типов :

– бескрейцкопфные с V-образным (рис. 15.25а) и Ш-образным (рис.15.25б) расположением цилиндров;

– крейцкопфные с прямоугольным расположением цилиндров (рис.15.25в) и с горизонтальным оппозитным расположением цилиндров (рис.15.25г).

В компрессорах типов (а), (б) и (в) оси цилиндров расположены в вертикальной плоскости. Поэтому их трудно динамически сбалансировать. Они тихоходны, требуют тяжелых фундаментов и относительно больших высот здания. Но площадь, требуемая для их установки, невелика.

Компрессоры с оппозитным расположением цилиндров (г) благодаря противоположному движению поршней легко балансируются динамически и допускают более высокую частоту вращения привода. Горизонтальные компрессоры требуют малых высот при относительно больших площадях зданий.

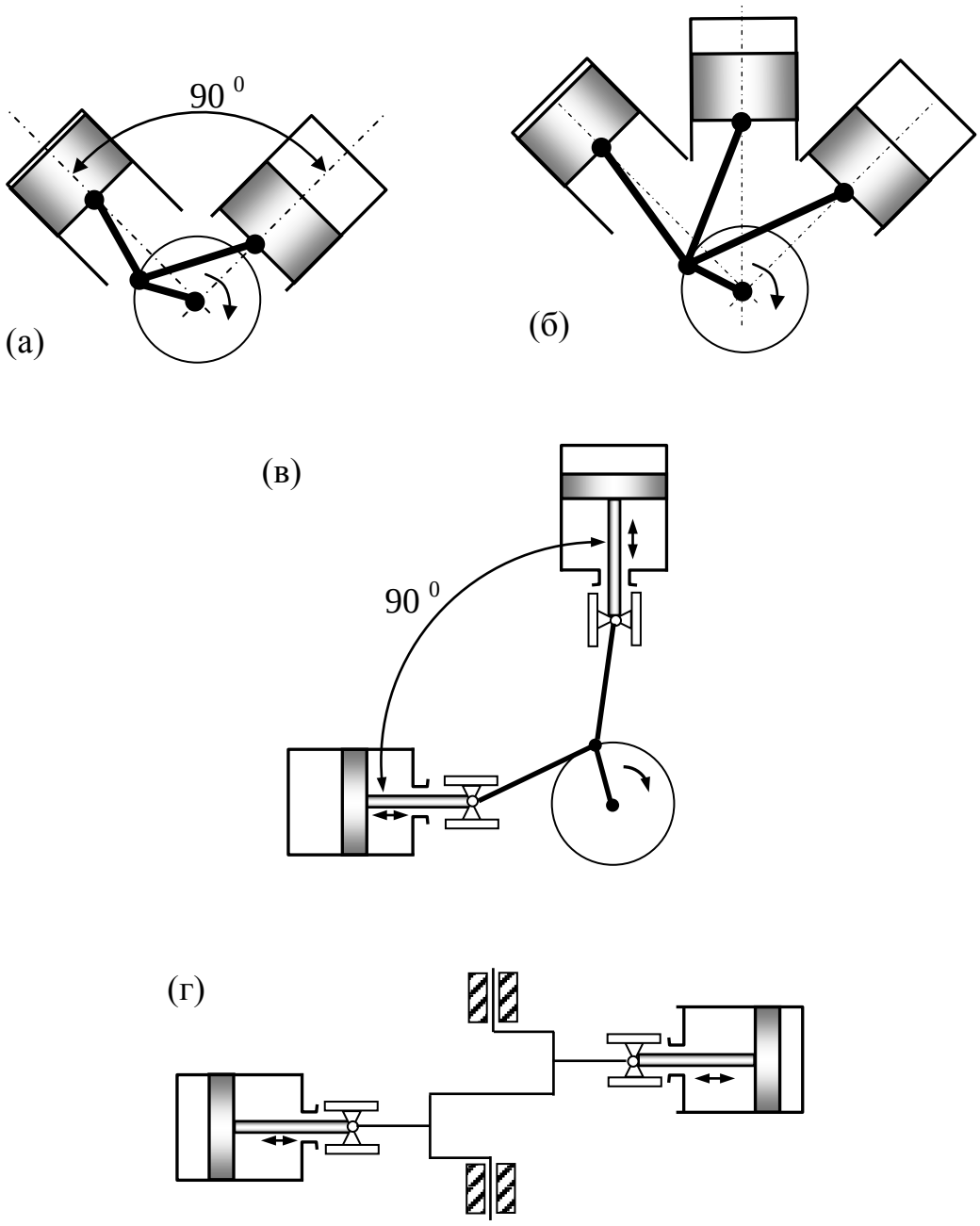

Рисунок 15.25

ПРАКТИЧЕСКИЙ РАЗДЕЛ

ЛАБОРАТОРНЫЙ ПРАКТИКУМ

Лабораторная работа №1. Изучение распределения давления на поверхности лопатки

Цель работы – изучить механизм появления усилия, действующего на лопатку турбины. Построить и изучить эпюры давления на поверхности симметричного и несимметричного профилей лопатки.

Общие сведения

Принцип действия нагнетательных устройств, турбин основан на процессе обмена энергией между газовым либо жидкостным потоком и лопатками устройства. Эффективность работы устройств во многом определяется формой профиля лопаток.

В зависимости от назначения имеется большое разнообразие форм профилей. На рис. 1.1 изображено 3 характерных типа профилей. Форма первого профиля, относительно нетолстого и мало изогнутого, с закругленной передней кромкой, типична для компрессорных и гидротурбинных лопаток. Второй и третий профили, довольно толстые и достаточно изогнутые, характерны для лопаток реактивных и активных ступеней паровых турбин.

Профили лопаток характеризуются следующими основными геометрическими характеристиками: хордой, средней или осевой дугой, максимальной толщиной и вогнутостью.

Хордой называется отрезок *b* прямой, соединяющей две наиболее удаленные точки профиля A и B (рис. 1.2).

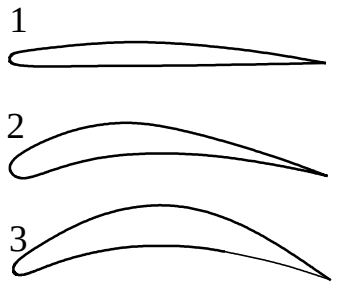

Рис. 1.1. Типы профилей

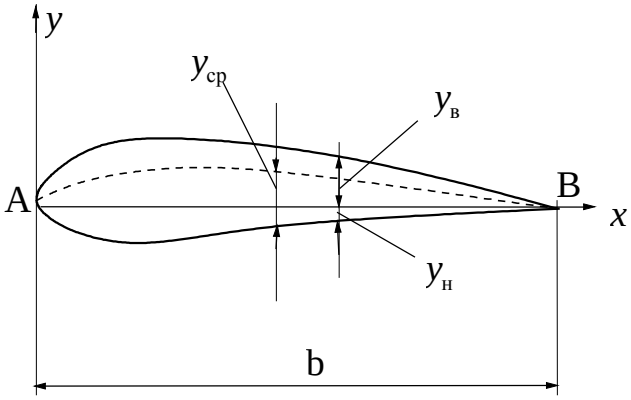

Рис. 1.2. Геометрические параметры профиля

Обычно форма профиля задается относительными координатами $\bar{y}_в$ и $\bar{y}_н$ в зависимости от $\bar{x}$, где $\bar{x}$ – расстояние от носика профиля, отнесенное к длине хорды b, $\bar{y}_в$ и $\bar{y}_н$ – ординаты соответственно верхнего и нижнего обводов профиля, отнесенные к длине хорды b.

Средней линией называется геометрическое место точек, равноотстоящих от верхнего и нижнего обвода вдоль направления, перпендикулярного к хорде:

$$y_{ср} = \frac{|y_в| - |y_н|}{2}.$$

Расстояние от верхней до нижней части контура профиля в каком-либо сечении, перпендикулярном к хорде, называется абсолютной толщиной с профиля. Толщина профиля переменна вдоль хорды.

Относительной толщиной профиля называется отношение максимальной толщины к длине хорды $\bar{c} = c/b$.

Отношение максимальной ординаты средней линии к длине хорды называется относительной вогнутостью

$$f = \left(\frac{y_{ср}}{b} \right)_{max}.$$

Как правило, окончательная отработка формы профилей лопаток производится экспериментально.

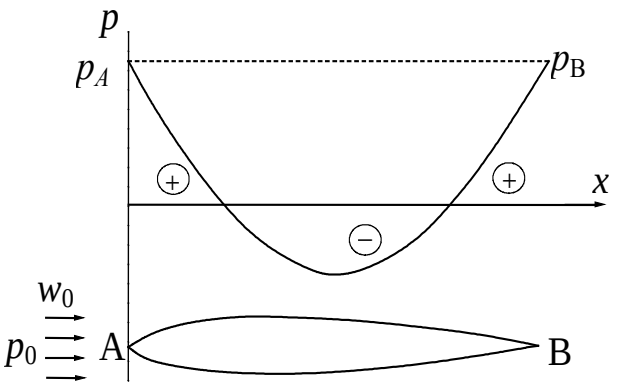

Рис. 1.3. Распределение давления вдоль профиля

Описание гидродинамики процесса обтекания профиля лопатки представляет собой сложную задачу и основано на использовании теории решеток профилей.

Пусть направление движения потока идеальной жидкости со скоростью w_0 на большом расстоянии от профиля совпадает с осью ox, давление на бесконечности – p_0 (рис. 1.3). Тогда при обтекании профиля лопатки распределение давлений и скоростей потока на поверхности профиля можно определить на основании уравнения Бернулли

$$\frac{\rho w_0^2}{2} + p_0 = \frac{\rho w^2}{2} + p,$$

где w и p соответственно скорость и давление потока в некоторой точке поверхности профиля. Откуда

$$p - p_0 = \frac{\rho w_0^2}{2}\left(1 - \frac{w^2}{w_0^2}\right).$$

Величина $\rho w_0^2/2$ называется динамическим давлением.

Коэффициентом давления называется безразмерная величина

$$\overline{p} = \frac{p - p_0}{\rho w_0^2/2} \text{ либо } \overline{p} = \left(1 - \frac{w^2}{w_0^2}\right).$$

Величина коэффициента давления в каждой точке профиля определяется скоростью потока в этой точке. В точке А скорость потока равна нулю и давление в этой точке превышает давление p_0 в потоке на бесконечности на величину $\rho w_0^2/2$ ($\overline{p} = 1$). В области утолщения профиля скорость потока возрастает, коэффициент давления $\overline{p} < 0$ (т. е. разрежение) (см. рис. 1.3). В кормовой части профиля давление вновь увеличивается. При обтекании тела идеальной жидкостью давление в т. В становится равным давлению в т. А.

При обтекании профиля потоком вязкой жидкости или газа существуют потери энергии, обусловленные вязкостью и связанные со срывом вихрей потока с поверхности лопатки. Из-за этого в потоке реальной жидкости давление в точке В меньше, чем в точке А.

Если профиль имеет несимметричную форму либо расположен под углом α к набегающему потоку, то распределение давлений на верхнем (выпуклом) и нижнем (вогнутом) обводах профиля оказывается неодинаковым. Скорость потока на верхней (выпуклой) части профиля больше, чем на нижней (вогнутой). В соответствии с уравнением Бернулли давление на верхней части имеет меньшую величину, чем давление на нижней части профиля.

Несимметричность распределения давления по обводу лопатки приводит к появлению результирующей силы F воздействующей на лопатку. Эта сила воздействия потока на лопатку определяется суммой всех сил, действующих на каждый элементарный участок поверхности лопатки.

Проекция силы сопротивления R на направление потока среды на бесконечности называется силой лобового сопротивления F_x; проекция силы R на направление, перпендикулярное потоку, называется подъемной силой F_y.

На практике для характеристики профилей вводятся коэффициент подъемной силы C_y , коэффициент сопротивления C_x :

$$C_y = \frac{F_y}{\frac{\rho w_0^2}{2} b}; \qquad C_x = \frac{F_x}{\frac{\rho w_0^2}{2} b}.$$

На основании анализа эпюр распределения давления на поверхности профиля можно рассчитать усилие, действующее на этот профиль.

Эпюра давления по обводу профиля строится следующим образом. В масштабе вычерчивается контур профиля с отметкой точек замера давления. Из этих точек замера проводятся перпендикулярно к поверхности профиля линии, длина которых соответствует величине давления p в этих точках. Плавная кривая линия, соединяющая концы отрезков, соответствующих давлениям, называется эпюрой давления по обводу профиля.

Эпюры коэффициента давления на верхней и нижней сторонах симметричного профиля при углах атаки, равных соответственно 0^0 и 6^0, представлены на рис. 1.4 и рис. 1.5. Для симметричного профиля при угле атаки $\alpha = 0^0$ имеет место симметричное распределение коэффициента давления относительно оси *ox*. Эпюры распределения коэффициента давления на верхней и нижней сторонах профиля совпадают (рис. 1.4, *а* и рис. 1.5, *а*). Результирующая подъемная сила $F_x = 0$. При увеличении угла атаки симметрия распределения нарушается (рис. 1.4, *б* и рис. 1.5, *б*). Резко возрастает разрежение на верхней стороне профиля. За счет этого создается основная часть подъемной силы.

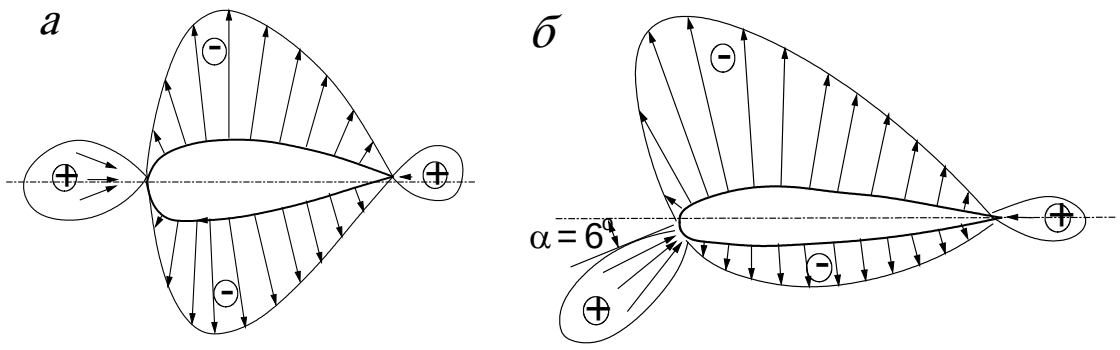

Рис. 1.4. Эпюры давления на профиле

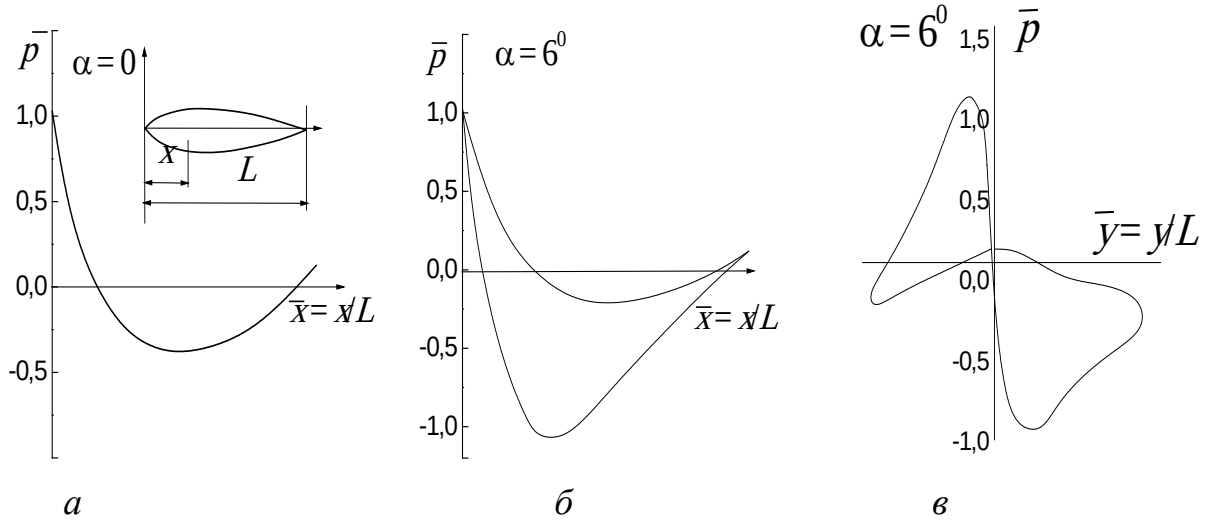

Рис. 1.5. Эпюры давления

Величина подъемной силы пропорциональна сумме площадей положительной и отрицательной частей эпюр. При увеличении угла атаки подъемная сила возрастает. Однако существует некоторое предельное значение угла атаки, при котором подъемная сила максимальна. При дальнейшем увеличении угла атаки наступает отрыв пограничного слоя, нарушение плавности обтекания профиля на его задней кромке, образование вихревых дорожек в следе, что приводит к быстрому уменьшению подъемной силы.

Уменьшение подъемной силы сопровождается ростом лобового сопротивления. Величина силы лобового сопротивления пропорциональна разности площадей эпюр распределения давления вдоль оси *oy*. При малых углах атаки удобообтекаемый профиль имеет малый коэффициент сопротивления. При превышении предельного угла атаки наблюдается увеличение лобового сопротивления, что с учетом уменьшения подъемной силы приводит к резкому снижению качества профиля $K = C_y/C_x$.

А. Симметричный профиль

Экспериментальная установка

Работа выполняется на аэродинамической трубе *1* (рис. 1.6 *а*). Поток воздуха создается осевым вентилятором, электродвигатель которого запитан от источника постоянного тока. Необходимая скорость воздуха в рабочей части трубы задается регулированием силы тока питания электродвигателя. В рабочую часть аэродинамической трубы устанавливается исследуемый профиль лопатки *2*.

По обводу профиля выполнены дренажные отверстия для измерения распределения давления вдоль поверхности. Контур симметричного профиля и координаты точек измерения приведены на рис. 1.6, *б* и в табл. 1.1. Поворотный механизм обеспечивает установку профиля под различными углами атаки. Давление на поверхности лопатки измеряется микроманометром *3*, имеющим переключатель на 8 положений.

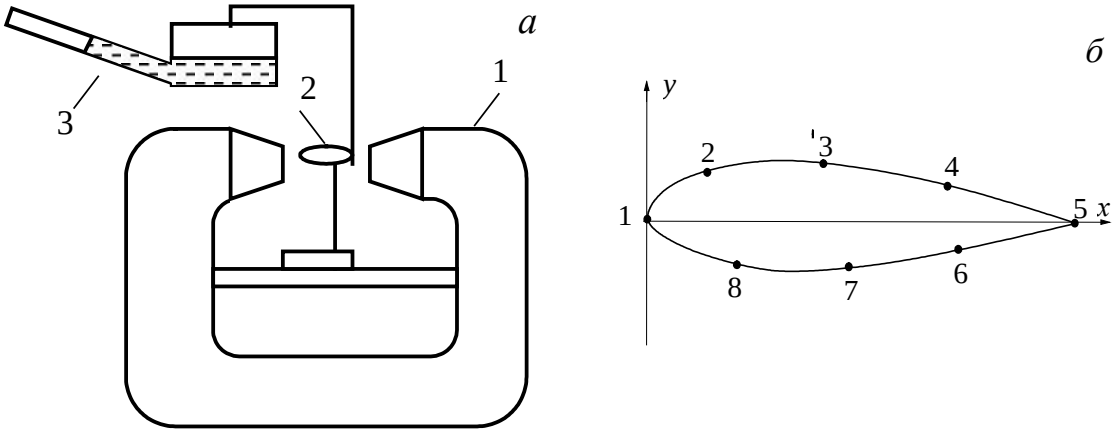

Рис. 1.6. Экспериментальная установка (а) и симметричный профиль (б)

Таблица 1.1. Координаты контрольных точек на профиле

Точки	1	2	3	4	5	6	7	8
$\bar{x}$	0	0,12	0,5	0,83	1,0	0,87	0,65	0,35
$\bar{y}$	0	0,06	0,09	0,04	0	–0,03	–0,06	–0,07

Порядок выполнения работы

1. Изучить экспериментальную установку, методику выполнения измерений.

2. Установить в рабочую часть аэродинамической трубы дренированный профиль лопатки под углом атаки $\alpha = 0^{o}$.

3. В отсутствие потока воздуха в трубе отметить начальное показание микроманометра l_0.

4. Включить блок питания аэродинамической трубы. Установить необходимое значение скорости воздушного потока в рабочей зоне путем задания тока питания вентилятора аэродинамической трубы.

5. Величину статического давления p_0 принять равным атмосферному давлению (т.е. соответствующему начальному показанию микроманометра).

6. Измерить динамическое давление потока воздуха $\rho w_0^2/2$. Для этого снять показание микроманометра l в точке 1 при угле атаки $\alpha = 0^0$.

7. Измерить давление в контрольных точках поверхности лопатки. Для этого необходимо снять показания микроманометра l при различных положениях его переключателя. Результаты измерений записать в табл. 1.2.

8. Выполнить измерения при углах атаки $\alpha = 0^o$, $\alpha = 6^o$, $\alpha = 12^o$, $\alpha = 18^o$.

Таблица 1.2. Результаты измерений и расчетов для симметричного профиля

Угол атаки α	№ точки измерения	Показания микроманометра		$p - p_0$, Па	$\bar{p} = \dfrac{p - p_0}{\rho w_0^2/2}$
		l_0, мм	l, мм		
	1 2 … 8				

Обработка экспериментальных результатов

1. Вычислить динамическое давление на бесконечности по формуле

$$p_{\text{дин}} = \frac{\rho w_0^2}{2} = \rho_{\text{спирта}} gk(l - l_0),$$

где $\rho_{\text{спирта}} = 809{,}5$ кг/м^3 – плотность спирта в микроманометре,

$l - l_0$ – разность показаний микроманометра, м, (в данной формуле l - показание микроманометра в точке 1 при угле атаки $\alpha = 0^o$).

k – постоянная микроманометра, $k = 0{,}2$.

2. Разность давлений $p - p_0$ в контрольных точках поверхности профиля определить по формуле

$$p - p_0 = \rho_{\text{спирта}} gk(l - l_0),$$

где l – показание микроманометра в контрольных точках поверхности профиля (м).

3. Вычислить коэффициенты давления в каждой точке профиля.

4. Построить эпюры распределения коэффициента давления вдоль профиля.

5. Проанализировать полученные результаты.

Б. Несимметричный профиль

Вид и характеристики несимметричного профиля показаны на рис. 1.7 и в табл. 1.3.

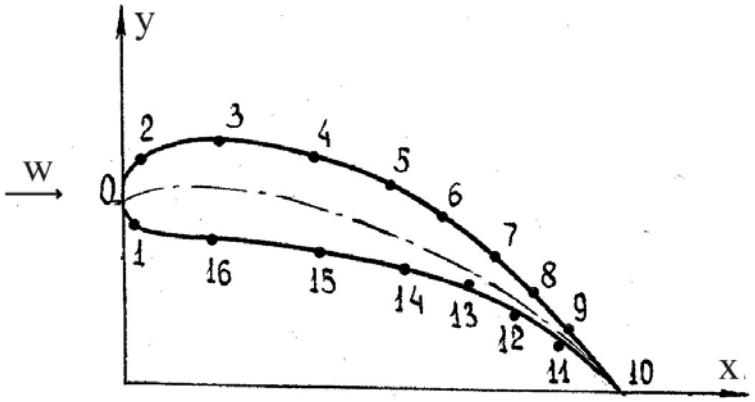

Рис. 1.7. Несимметричный профиль

Измерение динамического давления потока воздух производится трубкой Пито-Прандтля и микроманометром.

Распределение давления на поверхности несимметричного профиля производится с помощью системы наклонных пьезометрических трубок, заполненных водой.

Методика измерения и обработка данных представлена в разделе **А**. При расчете распределения давления на поверхности профиля необходимо использовать плотность воды $\rho_{вода}$ =1000 кг/м^3 и коэффициент k = 0,2.

Таблица 1.3. Результаты измерений и расчетов для несимметричного профиля

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
x, мм	2	3	18	33	46	63	79	94	110	128	92	77	65	47	32	12
l_0, мм																
l, мм																
$p - p_0$, Па																
$\overline{p}$																

Лабораторная работа № 2. Исследование сил, действующих на лопатки в потоке воздуха

Цель работы: определение сил в потоке воздуха, действующих на лопатку, и установление их зависимости от угла атаки.

Общие сведения

В лопастных нагнетательных устройств (вентиляторах, компрессорах, насосах) передача энергии к потоку перемещаемой среды (жидкости либо газа) осуществляется при помощи рабочего колеса, представляющего собой систему лопастей, закрепленных на втулке. При вращении колеса лопатки взаимодействуют с потоком, передают ему энергию, и в результате среда перемещается.

Для рассмотрения работы лопастных нагнетательных устройств пользуются теорией решетки профилей. Если рассечь рабочее колесо с лопастями цилиндрической поверхностью, и затем развернуть эту поверхность с сечениями лопастей, то получается плоская решетка профилей (рис. 2.1).

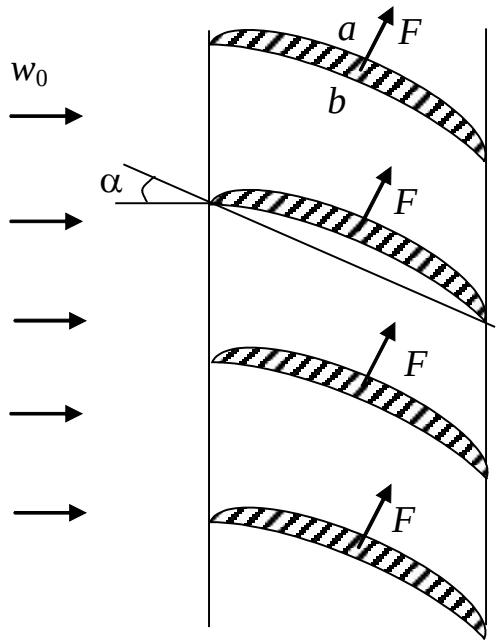

Рис. 2.1. Решетка профилей

Профили несимметричного сечения расположены под некоторым углом α к потоку среды, движущемуся со скоростью w_0. При обтекании профилей скорость среды в точке a больше, чем скорость в точке b. Поэтому в соответствии с уравнением Бернулли давление в точке a меньше давления в точке b. Таким образом, из-за разности давлений на каждый профиль решетки действует сила давления, которая дает результирующую гидродинамичес-кую силу F. Суммарная сила воздействия потока среды на решетку определяется суммой всех сил, действующих на каждый профиль решетки.

Пример обтекания потоком среды решетки профилей позволяет пояснить работу турбин.

В нагнетательных устройствах рабочее колесо, представляющее собой решетку несимметричных профилей, приводится во вращение электродвигателем. При вращении колеса профили движутся по отношению к жидкости или газу, и возникают силы взаимодействия между профилями и средой, приводящие ее в движение.

Детальное рассмотрение взаимодействия потока с колесом можно провести на одной элементарной лопатке.

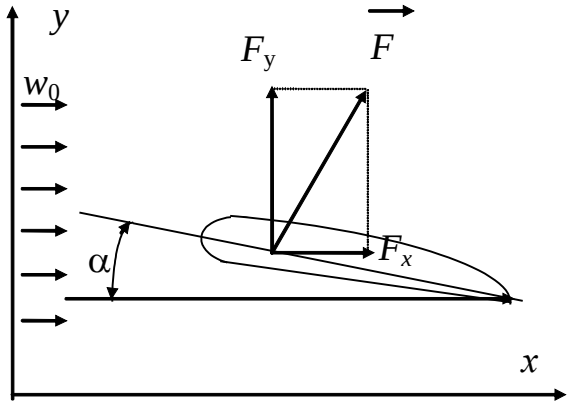

Рис. 2.2. Силы воздействия на лопатку

На лопатку, находящуюся в потоке газа, действует сила гидродинамического воздействия $\vec{F}$ (рис. 2.2). Эту силу можно разложить на две составляющие. Составляющая силы, направленная вдоль скорости набегающего потока w_0, называется силой лобового сопротивления F_x. Кроме силы лобового сопротивления на лопатку в потоке газа действует еще и подъемная сила F_y, представляющая собой составляющую полной силы гидродинамического воздействия $\vec{F}$, перпендикулярную скорости набегающего потока.

Сила лобового сопротивления F_x и подъемная сила F_y определяется соответственно выражениями

$$F_x = c_x \omega \frac{\rho w_0^2}{2}, \qquad F_y = c_y \omega \frac{\rho w_0^2}{2}.$$

Коэффициент c_x называется коэффициентом лобового сопротивления, коэффициент c_y – коэффициент подъемной силы.

В приведенных выражениях ω представляет собой площадь миделева сечения. Миделево сечение – это максимальное сечение обтекаемого тела плоскостью, перпендикулярной скорости набегающего потока.

Подъемная сила возникает при несимметричном относительно направления потока обтекании лопаток. Эта несимметричность может создаваться за счет несимметричной формы профиля лопатки, а также за счет задания ориентации лопатки в потоке.

Помимо коэффициентов c_x и c_y для описания аэродинамических характеристик лопаток используется величина $K = c_y/c_x$, называемая качеством лопатки. В большинстве устройств требуется большая подъемная сила при малом лобовом сопротивлении. Лопатка тем лучше будет удовлетворять этому требованию, чем больше K.

Коэффициент лобового сопротивления c_x может быть определен только экспериментальным путем. Приближенное значение коэффициента c_y можно рассчитать теоретически, но более точные его значения – при экспериментальном испытании.

Коэффициенты c_x, c_y и K зависят от угла атаки α. Существует некоторое значение угла α, при котором величина K имеет максимальное значение.

Экспериментальная установка

Работа выполняется на аэродинамической трубе (рис. 2.3). Лопатка помещается в рабочую область трубы. При включении вентилятора она обтекается потоком воздуха со скоростью w_0. Скорость потока воздуха измеряется трубкой Пито-Прандтля и микроманометром (на рисунке не показаны).

Для измерения подъемной силы и силы лобового сопротивления лопатка закреплена на рычажных весах (рис. 2.4). Действие измеряемой силы уравновешивается путем перемещения правого груза. Таким образом, измерение силы сводится к измерению координаты x центра правого груза.

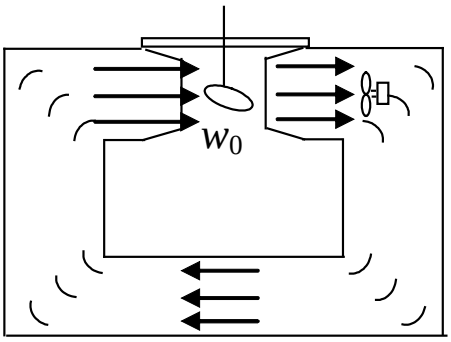

Рис. 2.3. Схема установки

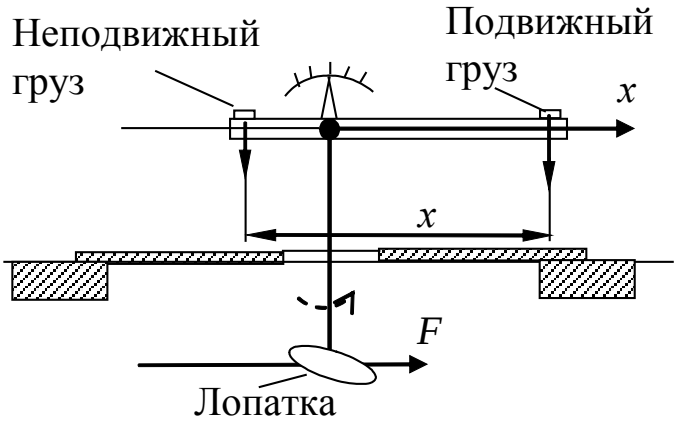

Рис. 2.4. Измерительная система

Порядок проведения работы

1. Снять начальное показание микроманометра l_0 .

2. Включить аэродинамическую трубу, установив в ней постоянное значение скорости w_0 воздушного потока. Измерить значение скорости потока с помощью трубки Пито-Прандтля, установленной в рабочем зазоре трубы. Для этого необходимо снять показание l микроманометра. Данные записать в табл. 2.1.

3. Внося в рабочий зазор трубы исследуемые профили лопаток, измерить действующую на них силу лобового сопротивления F_x и подъемную силу F_y при указанных в табл. 2.1 углах атаки. Для этого необходимо уравновесить эти силы правым грузом измерительной системы и измерить координату правого груза x.

3. Данные измерений и вычислений занести в табл. 2.1.

Таблица 2.1. Результаты измерений и расчетов

№	Угол атаки	Лобовое сопротивление			Подъемная сила			Качество лопатки
	α	x	F_x	c_x	x	F_y	c_y	$K = c_y/c_x$
	град.	мм	Н	-	мм	Н	-	-
1	0							
2	4							
3	8							
4	12							
5	16							

l_0 = мм; l = мм ; w_0 = м/с

Обработка экспериментальных результатов

1. Вычислить скорость потока воздуха w_0 по формуле:

$$w_0 = \sqrt{2g\frac{\rho_ж}{\rho_в}k(l - l_0)},$$

где $\rho_ж$ – плотность спирта в микроманометре ($\rho_ж$ = 809 кг/м^3)

$\rho_в$ – плотность воздуха ($\rho_в$ = 1,2 кг/м^3)

$l - l_0$ – разность показаний микроманометра, м,

k – синус угла наклона трубки микроманометра, k = 0,2.

2. Сила лобового сопротивления F_x и подъемная сила F_y определяются по тарировочному графику на рис. 2.5.

3. Вычислить коэффициент лобового сопротивления и коэффициент подъемной силы

$$c_x = \frac{F_x}{\frac{\rho_в w_0^2}{2}\cdot\omega} \qquad c_y = \frac{F_y}{\frac{\rho_в w_0^2}{2}\cdot\omega},$$

где площадь $\omega = 0{,}47\cdot10^{-2}$ м^2.

4. Вычислить качество лопатки $K = c_y/c_x$.

5. Построить зависимости c_x, c_y и качества лопатки K от угла атаки.

6. Определить критический угол атаки $\alpha_{кр}$, при котором подъемная сила начинает падать.

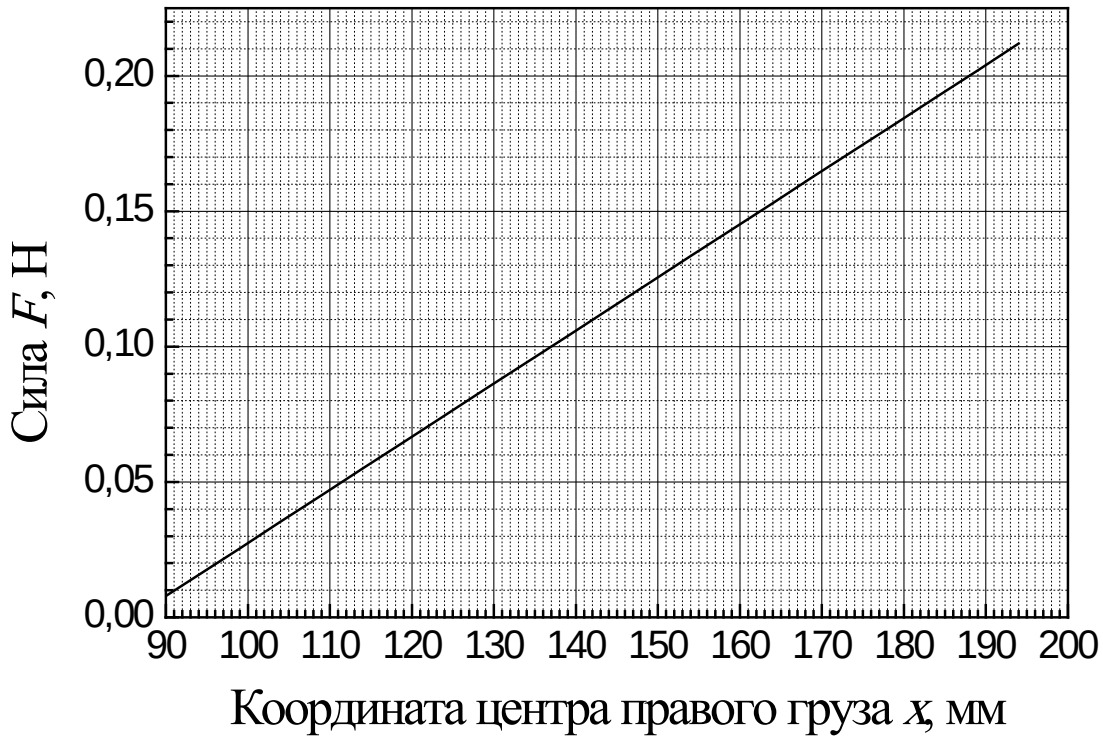

Рис. 2.5. Тарировочный график для определения силы

Лабораторная работа № 3. Изучение характеристик центробежного вентилятора

Цель работы: определение полных индивидуальных характеристик центробежного вентилятора.

Общие сведения

Полной индивидуальной характеристикой нагнетателя называются графически выраженные зависимости развиваемого полного давления p (или напора H), мощности N, коэффициента полезного действия (КПД) η от производительности Q при постоянной частоте вращения n рабочего колеса. Наиболее важной характеристикой является зависимость давления от производительности $p = f(Q)$, которая называется напорной характеристикой. Напорная характеристика является основной характеристикой.

Набор характеристик, построенных для различных частот вращения рабочего колеса, называется универсальной характеристикой нагнетателя.

Использование характеристик позволяет произвести подбор нагнетатели для работы в данной установке, определить режим его работы.

Характеристики нагнетателей определяются экспериментально на стендах при постоянной частоте вращения рабочего колеса, а затем при помощи формул подобия строятся универсальные характеристики.

Методика определения характеристик нагнетателя состоит в следующем. Нагнетатель подключается к трубопроводу с переменным гидравлическим сопротивлением, например, задвижкой. Затем, поддерживая постоянной частоту вращения колеса нагнетателя, производится определение давления, мощности, КПД и производительности при каждом фиксированном положения задвижки.

Характеристики нагнетателей

Подача нагнетателя. Подачей (производительностью) нагнетателя называется количество газообразной либо жидкой среды, подаваемой нагнетателем в единицу времени. В зависимости от способа определения количества среды различают объемную Q и массовую M подачи.

При известной средней скорости $c_{ср}$ движения потока в напорном трубопроводе и площади поперечного сечения трубопровода F объемная производительность нагнетателя Q определяется выражением:

$$Q = c_{ср} F.$$

Массовая производительность M связана с объемной производительностью выражением:

$$M = \rho Q,$$

где ρ – плотность перекачиваемой среды.

Единица измерения объемной производительности – $м^3/с$, а массовой – кг/с.

Величина производительности нагнетателя определяется его конструкцией, и зависит от числа оборотов рабочего колеса, характеристики сети, к которой подключен нагнетатель.

Давление и напор нагнетателя. Давление p нагнетателя представляет собой энергию, сообщенную единице объема перекачиваемой среды. Измеряется давление в Па ($Н/м^2$) или $Дж/м^3$. Напор H нагнетателя – это энергия, переданная единице веса среды. Единица измерения напора – м.

Давление p и напор H связаны соотношением $p = \rho g H$.

Полное давление $p_п$, нагнетателя состоит из статического $p_{ст}$ и динамического $p_д$ давлений:

$$p_п = p_{ст} + p_д.$$

Динамическое давление можно определить из выражения:

$$p_д = \rho c_{ср}^2/2.$$

Мощность нагнетателя. Полезной энергией нагнетателя называется энергия, полученная потоком среды от рабочих органов нагнетателя. Эта энергия равна разности энергий потока в выходном и входном патрубках нагнетателя. Полезной мощностью нагнетателя $N_п$ называется полезная энергия в единицу времени.

Единицы измерения мощности – 1 Вт = 1 Дж/с.

Полезная мощность нагнетателя может быть определена выражениями:

$$N_п = pQ = \rho QgH = MgH\ .$$

От вала двигателя к валу нагнетателя передается мощность на валу $N_в$. Мощность, передаваемая нагнетателем потоку среды, меньше мощности, передаваемой двигателем валу нагнетателя, на величину объемных, механических и гидравлических потерь энергии в нагнетателе.

Коэффициент полезного действия нагнетательного устройства. Эффективность использования энергии нагнетателем оценивается полным КПД

нагнетателя η, который определяется как отношение полезной мощности к мощности на валу нагнетателя:

$$\eta = N_{\text{п}} / N_{\text{в}} .$$

В нагнетателях потери мощности подразделяются на механические, гидравлические и объемные. В соответствии с этим вводятся понятия механического $\eta_{\text{м}}$, объемного $\eta_{\text{о}}$ и гидравлического $\eta_{\text{г}}$ коэффициентов полезного действия.

Потери мощности ΔN на различные виды трения в рабочем органе нагнетателя являются механическими потерями. Механический КПД определяется выражением:

$$\eta_{\text{м}} = (N_{\text{в}} - \Delta N)/N_{\text{в}}.$$

Объемные потери мощности возникают в результате утечек среды через уплотнения в нагнетателе, а также при перетекании среды из области с повышенным давлением в область пониженного давления. Если обозначить объемы утечек в единицу времени через ΔQ, то при подаче нагнетателя Q объемный КПД :

$$\eta_{\text{о}} = Q/(Q + \Delta Q).$$

Гидравлический КПД учитывает потери, возникающие вследствие наличия гидравлических сопротивлений в подводящем и отводящем трубопроводах, в рабочем колесе нагнетателя. Гидравлический КПД определяется выражением:

$$\eta_{\text{г}} = H/(H + \Delta H_{\text{пот}}) ,$$

где $\Delta H_{\text{пот}}$ – потери напора.

Полный КПД равен произведению гидравлического, механического и объемного КПД:

$$\eta = \eta_{\text{м}}\, \eta_{\text{г}}\, \eta_{\text{о}}.$$

Центробежный вентилятор

Схема центробежного вентилятора приведена на рис. 3.1. Воздух через входной коллектор *1* поступает на лопасти рабочего колеса. Лопасти *2*, жестко скреплены с дисками, один из которых закреплен на валу, соединенным с

валом приводного двигателя. Лопасти вращаются вокруг оси вала. Под действием центробежных сил воздух повышает свою энергию и выбрасывается в спиральную камеру, образованную корпусом *3*, и далее вытесняется в напорный трубопровод *4*. Характерная индивидуальная характеристика вентилятора приведена на рис. 3.2.

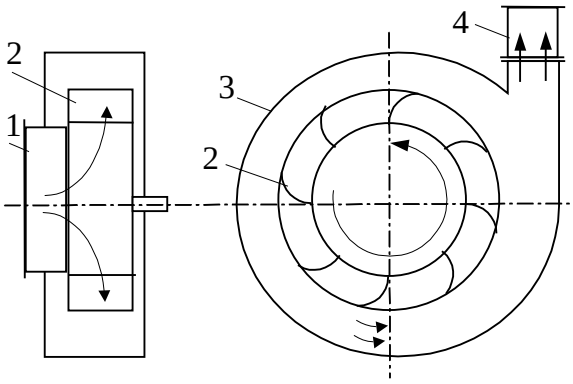

Рис. 3.1. Схема центробежного вентилятора

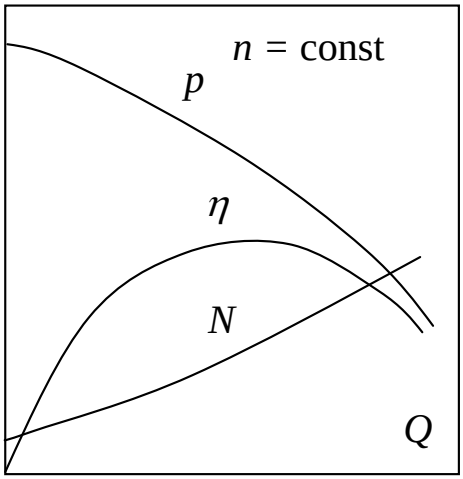

Рис. 3.2. Индивидуальная характеристика вентилятора

Экспериментальная установка

Экспериментальный стенд для исследования характеристик вентиляторов (рис. 3.3) включает в себя следующие элементы: центробежный *1* и осевой *2* вентиляторы, задвижки *3* и 4 на выходе каждого из вентиляторов, напорный трубопровод *5*, дроссельное устройство (задвижка) *6*. Измерение полного и динамического давлений в напорном трубопроводе осуществляется трубкой Пито-Прандтля *7* с краном *8* и микроманометром *9*.

Вентиляторы приводятся в движение электродвигателями переменного тока. Напряжение питания электродвигателей регулируется латрами.

Потребляемая вентиляторами мощность измеряется ваттметром. Коммутация вентиляторов, а также подключение к ним ваттметра осуществляется группой переключателей В1 – В4 (на рисунке не показаны). Частота вращения рабочего колеса вентилятора измеряется частотомером с помощью фотодатчика.

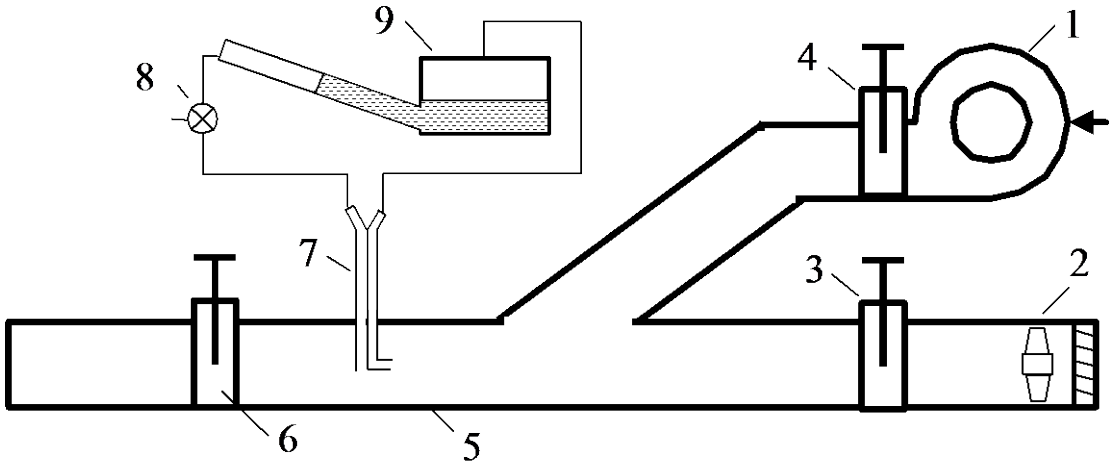

Рис. 3.3. Схема экспериментального стенда

Порядок выполнения работы

1. Ознакомиться с устройством и принципом работы центробежного вентилятора.

2. Изучить экспериментальный стенд для определения характеристик центробежного вентилятора.

3. Полностью открыть задвижку на центробежном вентиляторе. Задвижку на осевом вентиляторе закрыть.

4. Подключить стенд к сети.

5. Определить начальное показание l_0 микроманометра.

6. Включить центробежный вентилятор включателем В1. Переключатели В3 – В4 установить в положение «Измерение мощности центробежного вентилятора».

7. Латром установить требуемое число оборотов рабочего колеса вентилятора. При этом измерение частоты вращения производить частотомером.

8. Полностью закрыть задвижку на напорном трубопроводе (положение 1) – холостой ход вентилятора.

9. Ваттметром измерить потребляемую двигателем мощность $N_в$.

10. Микроманометром определить полное $l_п$ (мм) и динамическое $l_{дин}$ (мм) давления в напорном трубопроводе.

11. Показания приборов записать в табл. 3.1.

12. При одном и том же числе оборотов вентилятора произвести серию измерений потребляемой мощности, полного и динамического давлений для каждого положения задвижки в соответствии с пп. 9 – 11.

13. Используя описанную методику, повторить опыты при разных оборотах вентилятора.

Обработка экспериментальных результатов

1. Определить динамическое и полное давления по формулам:

$$p_{\text{дин}} = \frac{\rho c_{\text{ос}}^{\,2}}{2} = \rho_{\text{спирта}}\, gk\left(l_{\text{дин}} - l_0\right);$$

$$p_{\text{п}} = \rho_{\text{спирта}}\, gk\left(l_{\text{п}} - l_0\right),$$

где $\rho_{\text{спирта}}$= 809,5кг/м^3 – плотность спирта в микроманометре;

g – ускорение свободного падения;

$l - l_0$ – разность показаний микроманометра, м;

k = 0,2 – масштаб микроманометра.

2. Скорость движения потока воздуха на оси напорного трубопровода определяется по формуле:

$$c_{\text{ос}} = \sqrt{\frac{2\,p_{\text{дин}}}{\rho}},$$

где ρ – плотность воздуха при 20 $^{\text{o}}$C и φ = 50 % (ρ = 1,2 кг/м^3).

3. Определить среднюю скорость движения воздуха в трубопроводе:

$$c_{\text{ср}} = 0{,}8\, c_{\text{ос}}.$$

4. Подачу (производительность) вентилятора определить по формуле:

$$Q = c_{\text{ср}}\, F,$$

где F – площадь поперечного сечения напорного трубопровода. Диаметр трубопровода, используемого в установке, d = 0,053 м.

5. Определить полный коэффициент полезного действия вентилятора

$$\eta = \frac{N_{\text{п}}}{N_{\text{в}}} = \frac{Qp_{\text{п}}}{N_{\text{в}}} \cdot 100\,\%.$$

6. Все рассчитанные величины внести в табл. 3.1.

7. На основании результатов измерений и расчетных данных построить на индивидуальные характеристики центробежного вентилятора $p_{\text{п}} = f(Q)$, $N_{\text{в}} = f(Q)$, $\eta = f(Q)$ для каждого числа оборотов двигателя вентилятора.

8. Проанализировать влияние частоты оборотов вентилятора на его индивидуальные характеристики.

Таблица 3.1. Результаты измерений и расчетов

№ п/п	Результаты измерений						Расчетные данные			
	n	$l_{п}$	$p_{п}$	$l_{дин}$	$p_{дин}$	$N_{в}$	$c_{ос}$	$c_{ср}$	Q	η
	об/мин	мм	Па	мм	Па	Вт	м/с	м/с	$м^3/с$	%
1.1 … 1.5										

Лабораторная работа № 4. Изучение характеристик осевого вентилятора

Цель работы: определение индивидуальных характеристик осевого вентилятора, изучение влияния на них числа оборотов двигателя.

Общие сведения

Осевые нагнетательные устройства относятся к классу лопастных машин с высоким коэффициентом быстроходности (n_s > 600). Для этих устройств характерны малые напоры и большие подачи.

Основное конструктивное отличие от колеса центробежного нагнетателя заключается в том, что лопасти осевого нагнетателя размещены между цилиндрической втулкой и цилиндрической внешней стенкой корпуса.

По сравнению с центробежными осевые нагнетатели имеют ряд преимуществ, а именно: более высокий КПД на оптимальном режиме, реверсивность, компактность, лучшие регулирующие свойства. К недостаткам осевых нагнетателей следует отнести: малые коэффициенты давления, необходимость больших окружных скоростей, неустойчивая работа при малых подачах, малая высота всасывания (для насосов), резкий воющий шум.

Схема осевого вентилятора дана на рис. 4.1. Воздушный поток через коллектор *1* поступает на входной направляющий аппарат *2*, затем в рабочее колесо *3* и в выходной направляющий аппарат *4*. Колесо сидит на валу, вращающемся на подшипниках, укрепленных на стойках. Колесо и направляющие аппараты заключены в кожух *5* (обечайку). Втулка рабочего колеса имеет обтекатель *6*.

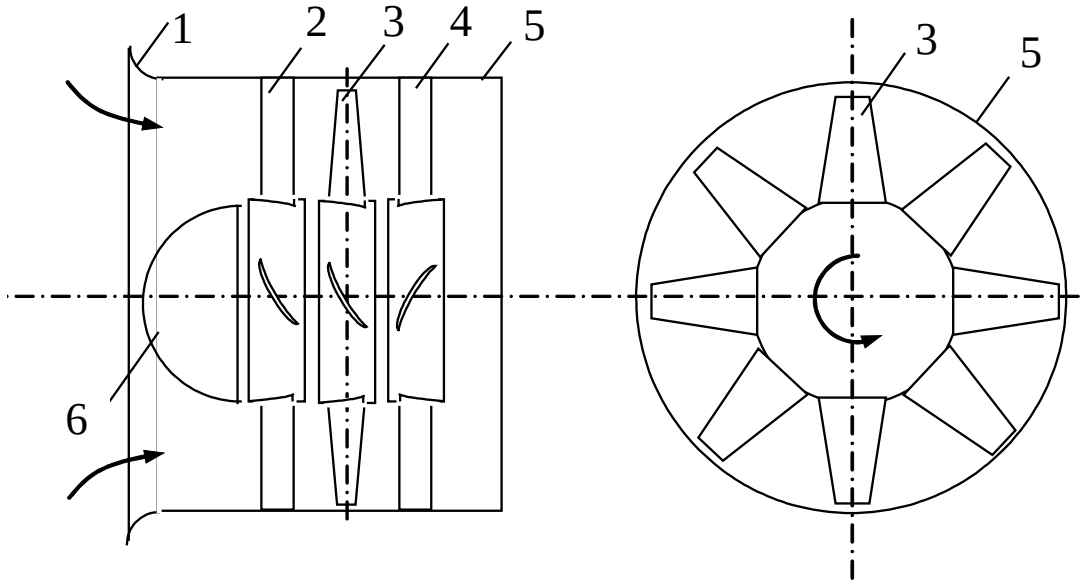

Рис. 4.1. Осевой вентилятор

Передача энергии от двигателя потоку среды происходит во вращающемся рабочем колесе. Вращающиеся лопасти колеса взаимодействуют с потоком воздуха, передают ему энергию и перемещают его вдоль оси вентилятора. Движение потока осуществляется преимущественно в направлении оси вращения. Некоторое закручивание приобретается лишь при выходе из колеса.

Характеристики осевых машин представляются как зависимости давления (напора), мощности на валу и КПД от производительности. Вид характеристики осевого вентилятора определяется его конструкцией и аэродинамическими свойствами.

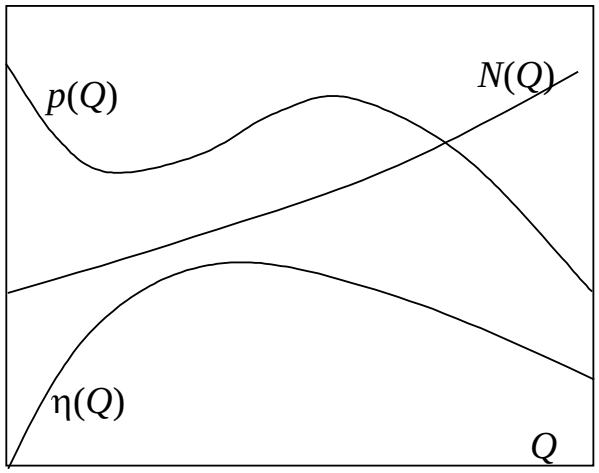

Рис. 4.2. Индивидуальная характеристика вентилятора

В отличие от центробежных вентиляторов напорная характеристика осевого вентилятора часто имеет седлообразную форму (рис. 4.2). Седлообразная характеристика устанавливает неоднозначную зависимость давления от подачи. Режим работы нагнетателей с такой характеристикой является неустойчивым.

Методика определения характеристик осевого вентилятора такая же, что и для центробежных нагнетателей. Описание параметров нагнетателей и методики определения характеристик см. в лабораторной работе № 3.

Экспериментальная установка

Экспериментальный стенд для исследования характеристик вентиляторов описан в лабораторной работе № 3.

Порядок выполнения работы

1. Ознакомиться с устройством и принципом работы осевого вентилятора.
2. Изучить экспериментальный стенд для определения характеристик осевого вентилятора.
3. Полностью открыть задвижку на осевом вентиляторе. Задвижку на центробежном вентиляторе закрыть.
4. Подключить стенд к сети.
5. Определить начальное показание l_0 микроманометра.

6. Включить осевой вентилятор включателем В2. Переключатели В3 – В4 установить в положение «Измерение мощности осевого вентилятора».

7. Латром установить напряжение питания вентилятора 220 В.

8. Полностью закрыть задвижку на напорном трубопроводе (положение 1) – холостой ход вентилятора.

9. Ваттметром измерить потребляемую двигателем мощность $N_в$.

10. Микроманометром определить полное $l_п$ (мм) и динамическое $l_{дин}$ (мм) давления в напорном трубопроводе.

11. Показания приборов записать в табл. 4.1.

12. Установить задвижку на напорном трубопроводе в положение 2. Выполнить измерения в соответствии с пп. 9-11.

13. При одном и том же числе оборотов вентилятора произвести серию измерений потребляемой мощности, полного и динамического давлений для каждого положения задвижки.

Обработка экспериментальных результатов

1. Методика определения динамического $p_{дин}$ и полного $p_п$ давления, осевой $c_{ос}$ и средней $c_{ср}$ скоростей, производительности Q вентилятора описана в лабораторной работе № 3 (см. раздел «Обработка опытных данных», пп. 1 - 4).

2. Определить полный коэффициент полезного действия вентилятора

$$\eta = \frac{N_п}{N_в} = \frac{Qp_п}{N_в} \cdot 100\ \%$$

3. Все рассчитанные величины внести в табл. 4.1.

4. На основании результатов измерений и расчетных данных построить на миллиметровой бумаге индивидуальные характеристики центробежного вентилятора $p_п = f(Q)$, $N_в = f(Q)$, $\eta = f(Q)$.

5. Проанализировать полученные индивидуальные характеристики осевого вентилятора.

Таблица 4.1. Результаты измерений и расчетов

№ п/п	Результаты измерений						Расчетные данные			
	n	$l_п$	$p_п$	$l_{дин}$	$p_{дин}$	$N_в$	$c_{ос}$	$c_{ср}$	Q	η
	об/мин	мм	Па	мм	Па	Вт	м/с	м/с	$м^3/с$	%
1.1 … 1.5										

Лабораторная работа № 5. Работа центробежного вентилятора в сети

Цель работы: определение режима работы центробежного вентилятора на сеть.

Общие сведения

Под режимом работы нагнетателя подразумевается совокупность значений подачи, напора, мощности и КПД, которые может обеспечить нагнетатель при работе на конкретной установке. Режим работы нагнетателя зависит не только от свойств самого нагнетателя, но и от условий работы, определяемых присоединенной к нему сетью.

Сетью называется простой или сложный, всасывающий, и нагнетательный трубопроводы, обслуживаемые нагнетателем.

Для подачи среды через сеть нагнетателю требуется преодолевать потери давления на трение и на местных сопротивлениях, а также разность давлений на выходе и входе сети:

$$p = \Delta p_{вс} + \Delta p_{нагн} + (p_{вых} - p_{вх}),$$

где $\Delta p_{вс}$ – потери давления на линии всасывания, $\Delta p_{нагн}$ – потери давления в линии нагнетания, $p_{вх}$ – давление на входе в сеть, $p_{вых}$ – давление на выходе из сети.

Известно, что потери давления в линиях всасывания и нагнетания представляют собой сумму потерь давления на трение и на местных сопротивлениях:

$$\Delta p_{вс} = (\Delta p_{тр})_{вс} + (\Delta p_{м})_{вс}$$

$$\Delta p_{нагн} = (\Delta p_{тр})_{нагн} + (\Delta p_{м})_{нагн}$$

где $\Delta p_{тр}$ и $\Delta p_{м}$ – потери давления на трение и в местных сопротивлениях. Разность давлений $p_{о} = (p_{вых} - p_{вх})$ называется гидростатической составляющей давления.

Давление, создаваемое нагнетателем, определяется суммарной потерей давлений в сети.

Для любой сети полным потерям давления соответствует определенный расход среды. Характеристикой сети называется график, выражающий зависимость потерь давления в данной сети от расхода перекачиваемой среды через нее.

В общем случае уравнение характеристики сети имеет вид

$$p_c = p_0 + KQ^2,$$

где p_c – перепад давления в сети, Q – расход перекачиваемой среды через сеть, K – коэффициент пропорциональности, характеризующий сеть. Характеристика сети имеет вид параболы (на рис. 5.1 кривая *1*). Крутизна ветви параболы будет зависеть от гидравлических сопротивлений, определяемых величиной коэффициента *K*.

Коэффициент *K* тем больше, чем сеть длиннее, извилистее, более сужена по проходным сечениям, чем больше шероховатость внутренних поверхностей и т.п. Чем больше *K* , тем характеристика сети получается более крутой.

Для простейших вентиляционных и отопительных сетей обычно

$$p_c = KQ^2,$$

т.е. характеристика таких сетей представляет собой исходящую из начала координат параболу (рис. 5.1, кривая *2*).

Если сеть является сложной и состоит из нескольких участков с различными характеристиками (длинами *l*, диаметрами *d*, коэффициентами λ и ζ), то общую характеристику сети можно выразить через параметры этих участков

$$\mathrm{p} = \left(\sum_i \lambda_i \frac{l_i}{d_i} + \sum_i \zeta_i \right) \frac{\rho c^2}{2} = \left(\sum_i \lambda_i \frac{l_i}{d_i} + \sum_i \zeta_i \right) \left(\frac{4Q}{\pi d^2} \right)^2 \frac{\rho}{2} =$$

$$= \left[\left(\sum_i \lambda_i \frac{l_i}{d_i} + \sum_i \zeta_i \right) \left(\frac{4}{\pi d^2} \right)^2 \cdot \frac{\rho}{2} \right] Q^2 = KQ^2 .$$

С помощью характеристики сети можно быстро определить расход среды через сеть при заданной потере давления, или наоборот, потери давления при заданном расходе.

Характеристику сложной сети можно получить путем сложениях характеристик отдельных участков и ответвлений трубопровода.

Суммарная характеристика последовательно соединенных участков получается путем сложения ординат *p*, а параллельно соединенных – путем сложения абсцисс *Q*.

Режим работы нагнетателя на данную сеть может быть определен путем графического построения характеристик нагнетателя и характеристики сети, либо с помощью аналитических зависимостей.

При графическом методе на одном и том же графике строятся характеристики нагнетателя, и в масштабе напорной характеристики наносится характеристика трубопровода (рис. 5.2). Точка А пересечения напорной характеристики нагнетателя и характеристики сети называется рабочей (режимной) точкой. При этом полное давление нагнетателя равно полному гидравличе-

скому сопротивлению или полным потерям давления в сети. Рабочая точка А определяет давление и производительность данного нагнетателя в данной сети.

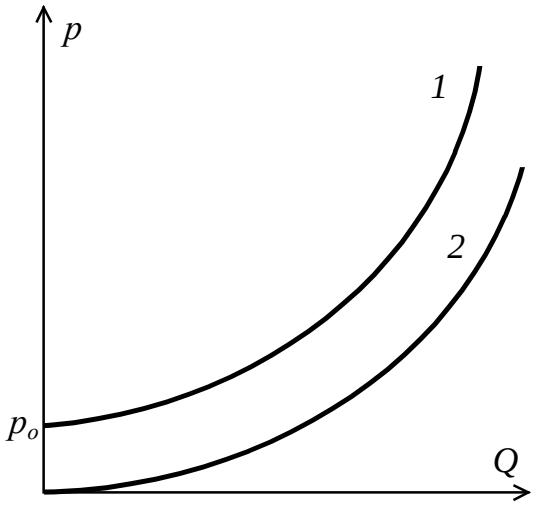

Рис. 5.1. Характеристики сети

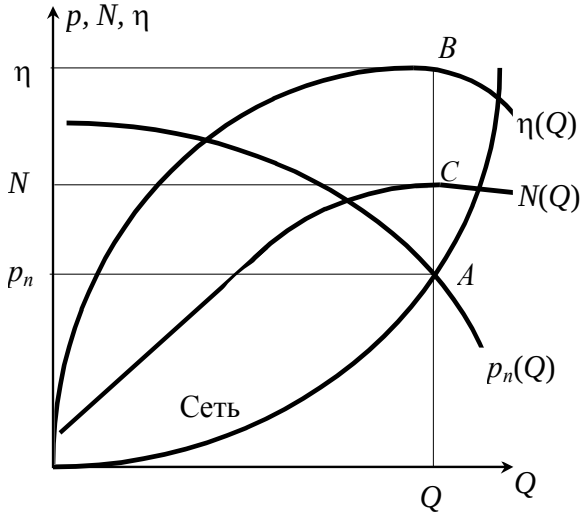

Рис. 5.2. Определение режима работы вентилятора

Если известна производительность нагнетателя, то по его полной характеристике легко определить значение мощности N и коэффициента полезного действия η. Для получения величины потребляемой нагнетателем мощности и значения КПД следует через рабочую точку А провести вертикальную прямую до пересечения ее с кривыми $N(Q)$ и $\eta(Q)$ (рис. 5.2). Точки А, В, С определяют рабочий режим нагнетателя при работе на данную сеть.

При подборе нагнетателя для его совместной работы на сеть желательно, чтобы рабочая точка находилась в области максимального значения КПД нагнетателя (рис. 5.2, точка В).

Диапазон давлений, получаемый нагнетателем, определяется характеристикой сети. Если нагнетатель работает в сети с малым сопротивлением, то невозможно достичь высоких давлений ни увеличением частоты вращения, ни увеличением размеров рабочего колеса нагнетателя.

Экспериментальная установка

Экспериментальный стенд для исследования работы вентилятора на сеть описан в работе № 3 (см. рис. 3.3). Центробежный *1* вентилятор подключен к сети – напорному трубопроводу *5* с дроссельным устройством (задвижкой) *6* и задвижкой *4* на выходе из вентилятора. Характеристика сети определяется положением задвижки *6*.

Порядок выполнения работы

1. Изучить экспериментальный стенд для определения режима работы центробежного вентилятора на сеть.

2. Полностью открыть задвижку *4* на центробежном вентиляторе. Задвижку на осевом вентиляторе закрыть.

3. Определить начальное показание l_0 микроманометра.

4. Включить центробежный вентилятор включателем В1.

5. Установить задвижку *6* на трубопроводе в положение 2.

6. Латром установить напряжение питания $U_{пит}$ центробежного вентилятора в соответствии с табл. 5.1.

7. Микроманометром определить полное $l_п$ (мм) и динамическое $l_{дин}$ (мм) давления в напорном трубопроводе.

8. Показания приборов записать в табл. 5.1.

9. Произвести измерения для данного положения задвижки при различных напряжениях питания вентилятора.

10. Полностью открыть задвижку на напорном трубопроводе. Выполнить необходимые измерения в соответствии с пп. 6 – 9.

Обработка экспериментальных результатов

1. Методика определения динамического $p_{дин}$ и полного $p_п$ давления, осевой $c_{ос}$ и средней $c_{ср}$ скоростей, производительности Q вентилятора описана в лабораторной работе № 3 (см. раздел «Обработка опытных данных», пп. 1–4).

2. Считать, что расход воздуха в сети равен объемной производительности вентилятора.

3. Все рассчитанные величины внести в табл. 5.1.

4. Построить экспериментальные характеристики $p_п(Q)$ сетей.

5. Произвести аппроксимацию экспериментальных характеристик сетей 1 и 2.

Для этого необходимо определить коэффициент K, характеризующий гидродинамическое сопротивление сети. Аппроксимацию произвести методом наименьших квадратов. Чтобы выполнить аппроксимацию экспериментальных данных указанным методом, необходимо из табл. 5.1 перенести содержимое столбцов Q_i и $p_{пi}$ в табл. 5.2 для каждой из сетей 1 и 2. Затем нужно построить таблицу значений $(Q_i^2)^2$ и $(p_{пi}Q_i^2)$ где i = 1, ... 9 (см. табл. 5.2). В табл. 5.2 вычислить суммы $\Sigma(Q_i^2)^2$ и $\Sigma(p_{пi}Q_i^2)$. Коэффициент K для каждой сети определяется из выражения

$$K = \frac{\Sigma\left(\mathrm{p}_i\, Q_i^{\,2}\right)}{\Sigma\left(Q_i^2\right)^2}$$

6. Используя вычисленные значения K простроить расчетные характеристики сети *1* и сети *2* по формуле $p_{\text{п расч}} = KQ^2$. Результаты вычислений записать в табл. 5.1. Построить расчетные характеристики сетей 1 и 2.

7. Определить режимы работы центробежного вентилятора на сеть *1* и сеть *2*. Для этого необходимо выполнить следующее:

7.1. На характеристики сетей графически наложить индивидуальные характеристики центробежного вентилятора (данные можно взять из лабораторной работы № 3).

7.2. Найти режимные точки работы вентилятора на сети 1 и 2 как пересечение характеристик давления $p_{\text{п}}(Q)$ вентилятора и характеристик сетей. По режимным точкам определить полное давление вентилятора $p_{\text{п}}(Q)$ и подачу Q.

7.3. По полученной производительности вентилятора определить потребляемую мощность и КПД вентилятора.

7.4. Результаты вычислений записать в табл. 5.3.

8. Провести анализ режимов работы вентилятора на обе сети. Определить, какая сеть более предпочтительна для данного вентилятора.

Таблица 5.1. Экспериментальная и расчетная характеристики сети

Сеть	$U_{\text{пит}}$	$l_{\text{п}}$	$p_{\text{п}i\ \text{эксп}}$	$l_{\text{дин}}$	$p_{\text{дин}}$	$c_{\text{ср}}$	Q_i	$p_{\text{п расч}}$
	В	мм	Па	мм	Па	м/с	$м^3/с$	Па
Сеть 1 Задвижка открыта полностью K=	0 130 140 150 160 170 180 200 220							
Сеть 2 Задвижка в положении 2 K =	0 130 140 150 160 170 180 200 220							

Таблица 5.2. Таблица для определения коэффициента *K* для сетей *1* и *2*

Сеть № 1

№	Q_i	$p_{пi}$	Q_i^2	$(Q_i^2)^2$	$(p_{пi}\, Q_i^2)$
	$м^3/с$	Па			
1 9					

$\Sigma(Q_i^2)^2$ = $\Sigma(p_{пi}Q_i^2)$=

K =

Сеть № 2

№	Q_i	$p_{пi}$	Q_i^2	$(Q_i^2)^2$	$(p_{пi}\, Q_i^2)$
	$м^3/с$	Па			
1 9					

$\Sigma(Q_i^2)^2$ = $\Sigma(p_{пi}Q_i^2)$=

K =

Таблица 5.3. Режим работы вентилятора на сети *1* и *2*

№ сети	Q	$p_п$	N	η
	$м^3/с$	Па	Вт	%
Сеть *1*				
Сеть *2*				

Лабораторная работа № 6. Исследование совместной работы двух параллельно включенных вентиляторов

Цель работы: изучение совместной работы двух параллельно включенных вентиляторов, имеющих различные характеристики; определение режимов при совместной и раздельной работе на сеть.

Общие сведения

Очень часто производственные потребности вызывают необходимость параллельного соединения нагнетательных устройств. В большинстве случаев параллельное включение двух и большего числа нагнетателей рекомендуется тогда, когда оно приводит к увеличению подачи, а соответствующее увеличение частоты вращения рабочего колеса или размеров нагнетателя невозможно из-за чрезмерного шума либо конструктивных соображений.

Основные схемы параллельного включения нагнетателей показаны на рис. 6.1. Различают полностью параллельное включение (рис. 6.1, *а*) и полупараллельное включение (рис. 6.1, *б* и 6.1, *в*).

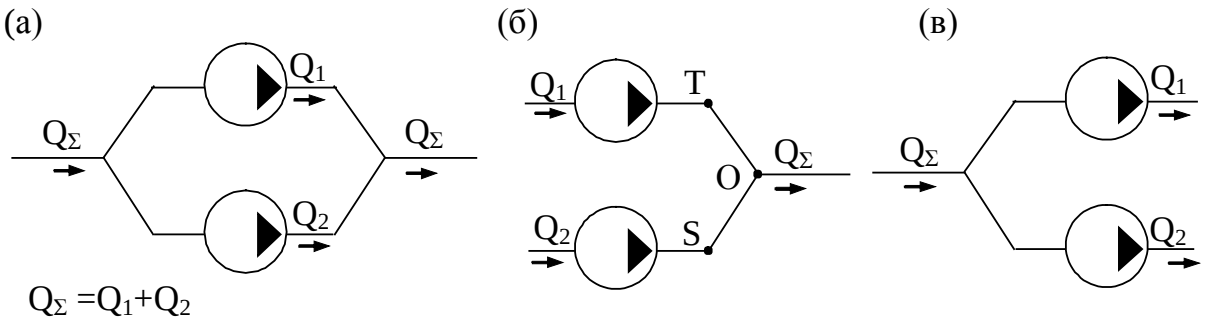

Рис. 6.1. Схемы параллельного включения нагнетателей

Пусть два вентилятора, имеющие различные рабочие характеристики, включены параллельно (рис. 6.1, *б*). С целью упрощения анализа можно предположить, что потери давления на соединительных участках трубопроводов TO и SO пренебрежимо малы. Тогда давление, развиваемое при совместной работе, одинаково для обоих вентиляторов

$$(p_1 = p_2 = p_\Sigma).$$

Суммарная же подача при совместной работе двух нагнетателей равна сумме подач нагнетателей при давлении в трубопроводе p_Σ :

$$Q_\Sigma = Q_1 + Q_2.$$

Таким образом, суммарная напорная характеристика двух и более параллельно включенных нагнетателей строится путем суммирования подач одновременно работающих нагнетателей при постоянном давлении.

На рис. 6.2 приведены напорные характеристики $p_1(Q)$ и $p_2(Q)$ двух вентиляторов и суммарная характеристика, построенная по указанному правилу. Здесь же приведены характеристики трех сетей $p_c(Q)$, различающихся гидравлическим сопротивлением.

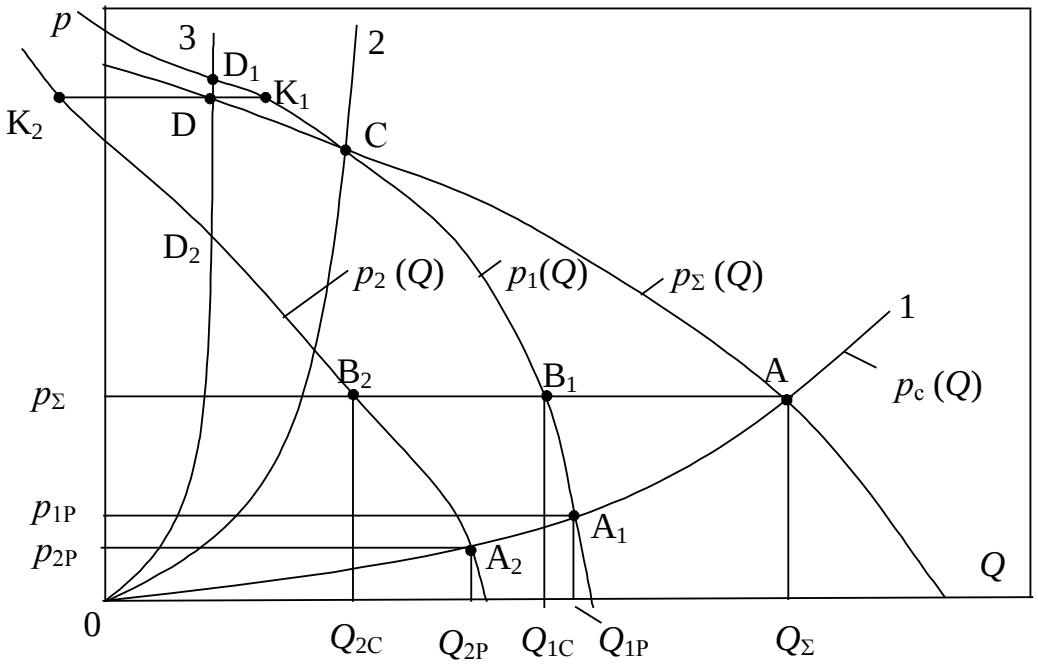

Рис. 6.2. Определение режимов работы нагнетателей

Целесообразность параллельного включения вентиляторов определяется характеристикой сети, а именно, ее гидравлическим сопротивлением.

При совместной работе двух вентиляторов на сеть 1 точка А является рабочей точкой. Она определяет давление в сети p_Σ и суммарную производительность Q_Σ двух одновременно работающих вентиляторов.

Суммарное давление, создаваемое двумя вентиляторами, равно давлению каждого из одновременно работающих вентиляторов $p_\Sigma = p_{1C} = p_{2C}$. Режим работы каждого из вентиляторов при совместной работе определяется точками B_1 и B_2. В соответствии с этим каждый из вентиляторов при совместной работе имеет производительность Q_{1C} и Q_{2C}. Потребляемая мощность и КПД каждого из вентиляторов при совместной работе определяются при данных производительностях по пересечению вертикальных линий, проходящих через точки B_1 и B_2, с индивидуальными характеристикам мощности и кпд (на рисунке не показано).

При отключении одного из вентиляторов рабочая точка из положения А вдоль характеристики сети сместится в т. A_1 либо т. A_2.

Эти точки описывают режим работы каждого из вентиляторов при раздельной работе на сеть 1 и параметрами вентиляторов являются соответственно p_{1P}, Q_{1P} и p_{2P}, Q_{2P}.

Из графика видно, что параллельное включение двух вентиляторов приводит к увеличению производительности. Однако, чем больше гидравлическое сопротивление сети (т.е. чем круче характеристика сети), тем достигается меньшее увеличение производительности при параллельном включении. Следовательно, параллельное включение нескольких вентиляторов для работы на сеть с пологой характеристикой является целесообразным. Такой режим работы возможен на участке суммарной напорной характеристики правее точки С.

При работе на сеть 2 режим совместной работы определяется точкой С. Видно, что включение в параллельную работу вентилятора с характеристикой $p_2(Q)$ бесполезно, т.к. суммарная производительность равна производительности, которую имеет при индивидуальной работе на ту же сеть первый вентилятор.

При работе на сеть с крутой характеристикой 3 (область напорной характеристики левее точки С) совместная работа вентиляторов нецелесообразна и даже вредна. Общая производительность при совместной работе, определяемая т. D, меньше, чем производительность первого вентилятора при раздельной работе на сеть (т. D_1). Точки $К_1$ и $К_2$ определяют режимы работы каждого из вентиляторов при их одновременной работе на сеть 3. Второй вентилятор имеет отрицательную производительность (т. $К_2$), и это означает, что воздух движется через этот вентилятор в отрицательном направлении. Производительность первого вентилятора имеет положительное значение. Таким образом, параллельное подключение второго вентилятора для работы на сеть 3 приводит к не увеличению, а к уменьшению производительности. Чтобы такого не происходило, для работы на сеть с крутой характеристикой целесообразно совместное параллельное включение вентиляторов с одинаковыми напорными характеристиками.

При параллельном включении вентиляторов суммарный КПД определяется выражением:

$$\eta_\Sigma = \frac{Q_1 + Q_2}{\frac{Q_1}{\eta_1} + \frac{Q_2}{\eta_2}}.$$

Экспериментальная установка

Экспериментальный стенд для исследования характеристик при параллельном соединении вентиляторов (см. рис. 3.3) включает в себя следующие

элементы: центробежный *1* и осевой *2* вентиляторы, задвижки *3* и *4* на выходе каждого из вентиляторов, напорный трубопровод *5*, дроссельное устройство (задвижка) *6*. Измерение полного и динамического давлений в напорном трубопроводе осуществляется трубкой Пито-Прандтля *7* с краном *8* и микроманометром *9*.

Вентиляторы приводятся в движение электродвигателями переменного тока. Напряжение питания электродвигателей регулируется латрами. Потребляемая вентиляторами мощность измеряется ваттметром. Коммутация вентиляторов, а также подключение к ним ваттметра осуществляется группой переключателей. Частота вращения рабочего колеса вентилятора измеряется частотомером с помощью фотодатчика.

Порядок выполнения работы

1. Изучить экспериментальный стенд для определения характеристик при параллельном включении двух вентиляторов.

2. Полностью открыть задвижку на центробежном вентиляторе. Задвижку на осевом вентиляторе закрыть.

3. Снять рабочие характеристики при раздельной работе на сеть центробежного вентилятора. Результаты записать в табл. 6.1.

4. Открыть полностью задвижку на осевом вентиляторе. Задвижку на центробежном вентиляторе закрыть.

5. Снять рабочие характеристики при раздельной работе на сеть осевого вентилятора. Данные измерений записать в табл. 6.2.

6. Открыть полностью задвижки на обоих вентиляторах. Снять суммарную рабочую характеристику двух параллельно включенных вентиляторов при их одновременной работе. Результаты измерений записать в табл. 6.3.

Обработка экспериментальных результатов

1. Методика определения динамического $p_{дин}$ и полного $p_п$ давления, осевой $c_{ос}$ и средней $c_{ср}$ скоростей, производительности Q и кпд η вентилятора описана в лабораторной работе № 3 (см. раздел «Обработка опытных данных», пп. 1–5).

2. Построить суммарную экспериментальную напорную характеристику $p_{Σэксп} = f(Q)$. На этом же графике построить индивидуальные напорные характеристики для каждого из вентиляторов, работающих раздельно на сеть.

3. Графическим методом построить суммарную расчетную напорную характеристику $p_{Σрасч} = f(Q)$. одновременно работающих вентиляторов. Сравнить эту характеристику с экспериментально полученной суммарной характеристикой.

Таблица 6.1. Индивидуальные характеристики центробежного вентилятора при раздельной работе на сеть

№ п/п	Результаты измерений						Расчетные данные		
	n	$l_п$	$p_п$	$l_{дин}$	$p_{дин}$	$N_в$	$c_{ос}$	$c_{ср}$	Q
	об/мин	мм	Па	мм	Па	Вт	м/с	м/с	$м^3/с$
1 … 5									

Таблица 6.2. Индивидуальные характеристики осевого вентилятора при раздельной работе на сеть

№ п/п	Результаты измерений						Расчетные данные		
	n	$l_п$	$p_п$	$l_{дин}$	$p_{дин}$	$N_в$	$c_{ос}$	$c_{ср}$	Q
	об/мин	мм	Па	мм	Па	Вт	м/с	м/с	$м^3/с$
1 … 5									

Таблица 6.3. Суммарные характеристики вентиляторов при совместной работе на сеть

№ п/п	Результаты измерений						Расчетные данные		
	n	$l_п$	$p_п$	$l_{дин}$	$p_{дин}$	$N_в$	$c_{ос}$	$c_{ср}$	Q
	об/мин	мм	Па	мм	Па	Вт	м/с	м/с	$м^3/с$
1 … 5									

4. Построить зависимости мощности вентиляторов для случаев раздельной и совместной работы.

5. Полученные данные проанализировать.

Лабораторная работа № 7. Изучение совместной работы последовательно включенных центробежных вентиляторов

Цель работы: исследование режимов работы двух последовательно включенных центробежных вентиляторов.

Общие сведения

Последовательное включение двух или большего числа нагнетателей в большинстве случаев применяется тогда, когда давление, создаваемое одним нагнетателем, недостаточно для преодоления сопротивления сети. Таким образом, последовательное включение нагнетателей производится с целью увеличения давления. Иногда последовательное включение нагнетателей применяется из-за того, что для достижения необходимого давления требуются слишком высокие окружные скорости рабочего колеса, которые могут быть причиной разрушения колеса.

Схема последовательного включения нагнетателей приведена на рис. 7.1. При последовательным включении одно и то же количество среды последовательно перемещается всеми нагнетателями, а давление, необходимое для преодоления сопротивления всей сети, равно сумме давлений, создаваемых каждым нагнетателем.

$$Q_\Sigma = Q_1 = Q_2, \qquad p_\Sigma = p_1 + p_2$$

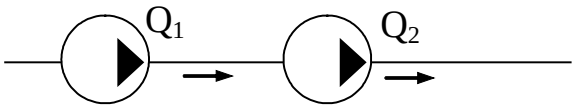

Рис. 7.1. Схема последовательного включения нагнетателей

Анализ совместной работы последовательно включенных центробежных нагнетателей не зависит от числа включенных машин, и поэтому ниже рассматривается работа двух нагнетателей.

Суммарная напорная характеристика при совместной работе получается путем алгебраического сложения давлений каждого нагнетателей при одной и той же производительности.

Суммарная работа в сети двух одинаковых последовательно включенных вентиляторов иллюстрируется на рис. 7.2. Общая подача и давление определяются по пересечению суммарной напорной характеристики с характеристикой сети (точка А).

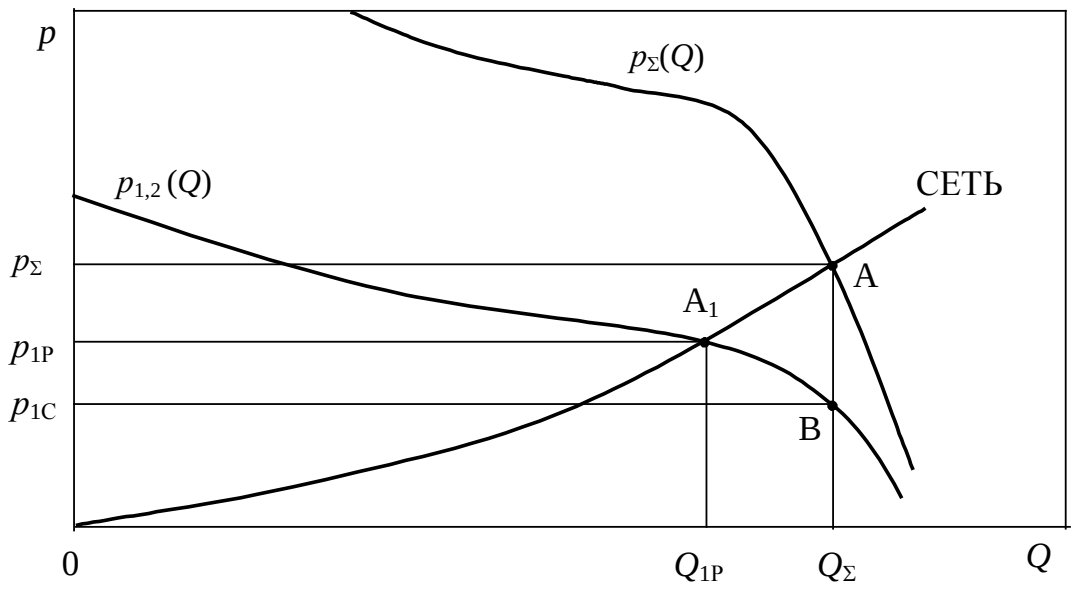

Рис. 7.2. Определение режимов работы одинаковых нагнетателей

Давление каждого из совместно работающих вентиляторов определяется по пересечению их индивидуальных характеристик с ординатой, проведенной через точку А пересечения суммарной характеристики вентиляторов с характеристикой сети (рис. 7.2). На этом рисунке режим работы каждого из вентиляторов при одновременной работе на сеть характеризуется точкой В. Режимам работы каждого из вентиляторов при их раздельной работе на сеть соответствует точка A_1. Видно, что при одновременной работе двух последовательно включенных одинаковых вентиляторов давления каждого в два раза меньше общего давления. Подача же двух вентиляторов равна подаче каждого из них, но больше, чем у одного вентилятора при изолированной его работе.

На рис. 7.3 показаны характеристики $p = f(Q)$ для двух различных вентиляторов, включенных последовательно (p_1 – характеристика первого вентилятора, p_2 – характеристика второго вентилятора и p_Σ – суммарная характеристика вентиляторов). Анализ совместной работы проводится также, как и для одинаковых вентиляторов. Точками A, D определяются суммарные режимы работы; точки B_1, B_2 и K_1, K_2 соответствуют режимам работы каждого из вентиляторов при одновременной работе на сети 1 и 3 соответственно. Режимы же раздельной работы вентиляторов на сети 1 и 3 определяются точками A_1, A_2 и D_1 и D_2.

Совместная работа вентиляторов целесообразна при режимах, когда рабочая точка располагается левее точки С на совместной напорной характеристике. Это хорошо иллюстрируется работой вентиляторов на сеть 3. В этом случае создаваемое давление совместно работающими вентиляторами (точка

А) больше давления, которое создавал бы каждый из вентиляторов при раздельной работе на эту сеть (точки A_1 и A_2).

При совместной работе вентиляторов на сеть 2 рабочей точкой является точка С. Видно, что включение в совместную работу вентилятора с характеристикой p_2 (Q) бесполезно, поскольку увеличения давления по сравнению с давлением, создаваемым при индивидуальной работе на эту сеть вентилятором с характеристикой p_1 (Q), не происходит.

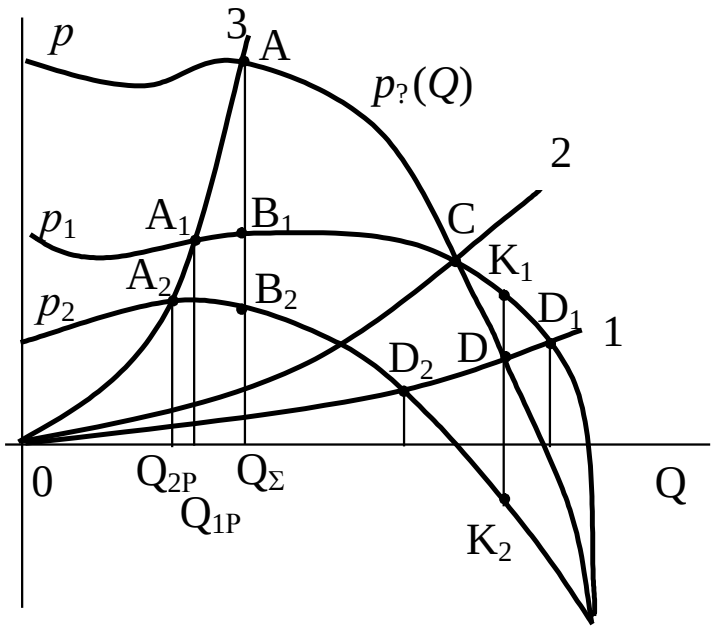

Рис. 7.3. Определение режимов работы разных нагнетателей

Работа в режимах, когда рабочая точка располагается правее точки С (например, при работе на сеть 1), характеризуется снижением суммарного давления (точка D) по сравнению с давлением вентилятора с характеристикой p_1 (Q) при индивидуальной работе (точка D_1). В данном режиме второй вентилятор работает как дроссель, и первому вентилятору приходится преодолевать сопротивление не только сети, но и второго вентилятора. Включение в совместную работу второго вентилятора даже вредно.

Вопрос о целесообразности совместной работы вентиляторов необходимо решать не только с учетом давления, но и КПД. Наиболее экономичной работа вентиляторов при последовательном включении будет, если каждый из них работает в режиме максимального КПД.

При совместной работе нескольких нагнетателей суммарный КПД определяется известными давлениями и коэффициентами полезного действия каждого из нагнетателей при одновременной работе из выражения

$$\eta = \frac{p_1 + p_2}{\frac{p_1}{\eta_1} + \frac{p_2}{\eta_2}}.$$

Экспериментальная установка

Экспериментальная установка (рис. 7.4) включает следующие основные элементы: два вентилятора *1* запитанные от блоков питания *2*, напорный тру-

бопровод *3*, дроссельное устройство (задвижка) *4*. Для определения полного и динамического напоров в напорном трубопроводе используются трубка Пито-Прандтля *5*, переключатель *6* и микроманометр *7*.

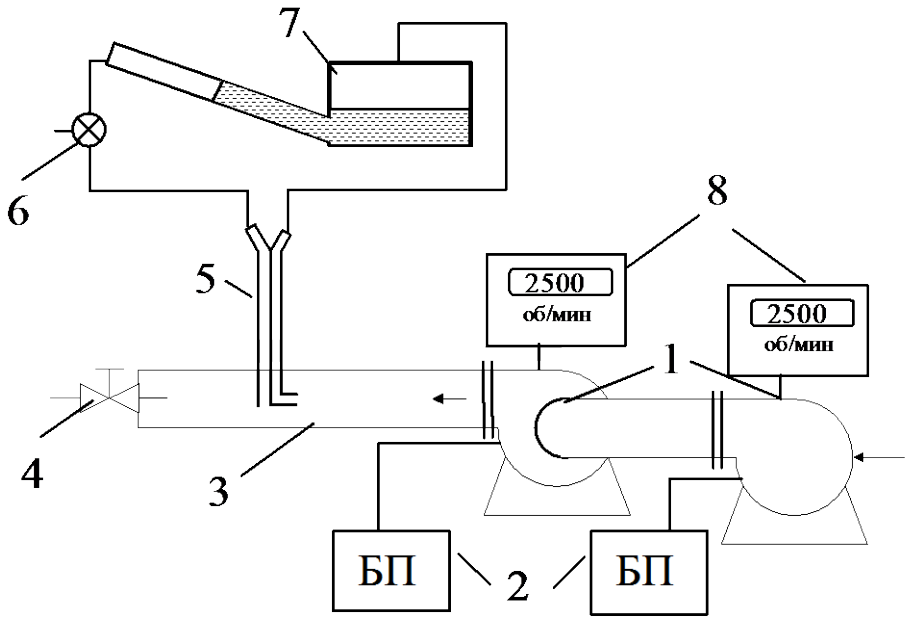

Рис. 7.4. Схема установки

Потребляемая вентиляторами мощность измеряется ваттметрами (на схеме не показаны), частота вращения рабочих колес вентиляторов определяется частотомерами 8.

Порядок выполнения работы

1. Изучить экспериментальный стенд для определения характеристик при последовательном включении двух вентиляторов.

2. Снять рабочие характеристики при раздельной работе вентиляторов на сеть. Число оборотов устанавливать в соответствии с табл 7.1. Данные измерений записать в табл. 7.1.

3. Снять суммарную рабочую характеристику двух последовательно включенных вентиляторов при их одновременной работе. Число оборотов устанавливать в соответствии с табл. 7.1.

Обработка экспериментальных результатов

1. Определить скорость и расход воздуха в напорном трубопроводе, используя методику лабораторной работы № 3.

Таблица 7.1. Индивидуальные характеристики вентиляторов при раздельной работе на сеть

№ п/п	Результаты измерений						Расчетные данные		
	n	$l_{п}$	$p_{п}$	$l_{дин}$	$p_{дин}$	$N_{в}$	$c_{ос}$	$c_{ср}$	Q
	об/мин	мм	Па	мм	Па	Вт	м/с	м/с	м^3/с
1 … 5	Вентилятор 1								
1 … 5	Вентилятор 2								

Таблица 7.2. Суммарные характеристики вентиляторов при совместной работе на сеть

№ п/п	Результаты измерений					Расчетные данные		
	$l_{п}$	$p_{п}$	$l_{дин}$	$p_{дин}$	$N_{в}$	$c_{ос}$	$c_{ср}$	Q
	мм	Па	мм	Па	Вт	м/с	м/с	м^3/с
1 … 5								

2. Построить суммарную экспериментальную напорную характеристику $p_{\Sigma эксп.} = f(Q)$. На этом же графике построить индивидуальные напорные характеристики обоих вентиляторов.

3. Графическим методом построить суммарную расчетную напорную характеристику $p_{\Sigma расч.}$ вентиляторов.

4. Сравнить суммарные экспериментальные и расчетные характеристики вентиляторов.

5. Провести анализ полученных результатов.

Лабораторная работа № 8. Изучение влияния частоты вращения рабочего колеса на характеристики центробежного вентилятора

Цель работы: определение влияния частоты вращения рабочего колеса центробежного вентилятора на его характеристики. Сравнение теоретически пересчитанных характеристик с полученными экспериментально характеристиками.

Общие сведения

При изменении частоты вращения рабочего колеса нагнетателя его рабочие параметры изменяются, изменяются также и характеристики нагнетателя. Полученные характеристики при некоторой частоте вращения n, можно пересчитать и построить для других частот вращения. На основе пересчета характеристик строятся универсальные характеристики нагнетателей.

Пересчет характеристик нагнетателей можно осуществить благодаря теории гидродинамического подобия, основанной на выполнении трех условий.

Два нагнетателя гидродинамически подобны, если выполняются следующие условия

1. Геометрическое подобие, в соответствии с которым существует пропорциональность соответствующих размеров нагнетателей.

Пусть имеются два нагнетателя с диаметрами колеса соответственно D_2 и D'_2, шириной колеса b и b' и т.д. Тогда условие геометрического подобия выражается соотношениями

$$\frac{D_2^{'}}{D_2} = \frac{b_2^{'}}{b_2} = \frac{D_1^{'}}{D_1} = \cdots = k_г.$$

2. Кинематическое подобие, в соответствии с которым скорости в сходственных точках потока пропорциональны:

$$\frac{u_2^{'}}{u_2} = \frac{c_2^{'}}{c_2} = \frac{c_{2u}^{'}}{c_{2u}} = ... = k_к; \qquad \alpha_1 = \alpha_1^{'} \qquad \alpha_2 = \alpha_2^{'}.$$

3. Условие равенства углов установки лопаток на входе и выходе рабочего колеса:

$$\beta_1 = \beta_1^{'}; \qquad \beta_2 = \beta_2^{'}.$$

На основании этих условий можно получить формулы пропорциональности, которые используются при пересчете характеристик нагнетателя.

Пусть имеется напорная характеристика $H = (Q)$ нагнетателя при частоте вращения n (рис. 8.1). Выбираем на напорной характеристике произвольную точку 1, которой соответствуют параметры H_1 и Q_1.

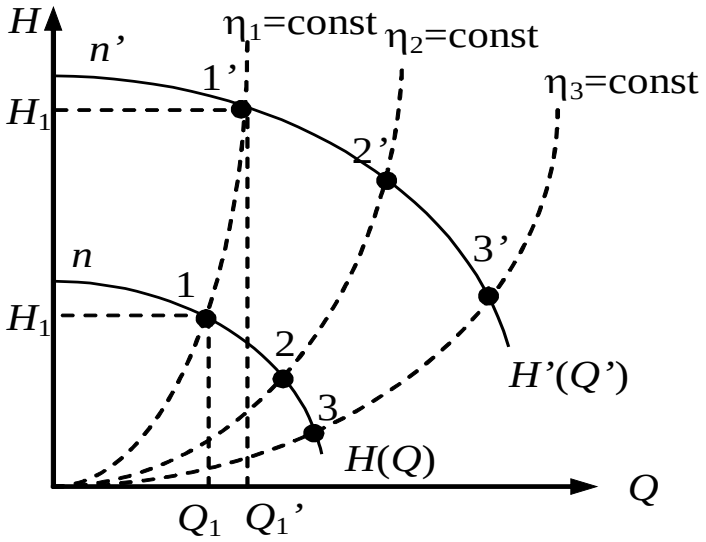

Рис.8.1. К пересчету напорной характеристики

В предположении постоянства коэффициентов полезного действия η_o = const и $\eta_г$ = const при изменении частоты вращения $n \rightarrow n'$ параметры можно пересчитать по формулам:

$$\frac{Q_1'}{Q_1} = \frac{n'}{n},$$

$$\frac{H_1'}{H_1} = \left(\frac{n'}{n}\right)^2,$$

откуда

$$Q_1' = Q_1 \cdot \frac{n_1'}{n}, H_1' = H_1 \cdot \left(\frac{n'}{n}\right)^2$$

На графике 8.1 откладываем новые значения H_1' и Q_1', в результате получается точка 1'. Подобные вычисления и построение можно провести и для других точек характеристики. Соединением построенных новых точек получается новая напорная характеристика $H' = (Q')$ при частоте вращения n'.

При изменении частоты вращения точки пересчета характеристики перемещаются вдоль линии, называемой линией пропорциональности (штриховые линии на рис. 8.1). Эти линии являются параболами с вершиной в начале координат и описываются выражением $H = kQ^2$.

Пересчет характеристик проводился с предположением, что коэффициент полезного действия постоянен и не зависит от частоты нагнетателя. Поэтому линия пропорциональности называется также линией постоянного КПД.

Точки пересечения линии пропорциональности и напорных характеристик при различных частотах вращения позволяют определить параметры Q и H в подобных режимах работы.

Аналогично пересчитывается характеристика мощности (рис. 8.2) с использованием формул подобия:

$$\frac{Q_1'}{Q_1} = \frac{n'}{n}, \qquad \frac{N_1'}{N_1} = \left(\frac{n'}{n}\right)^3,$$

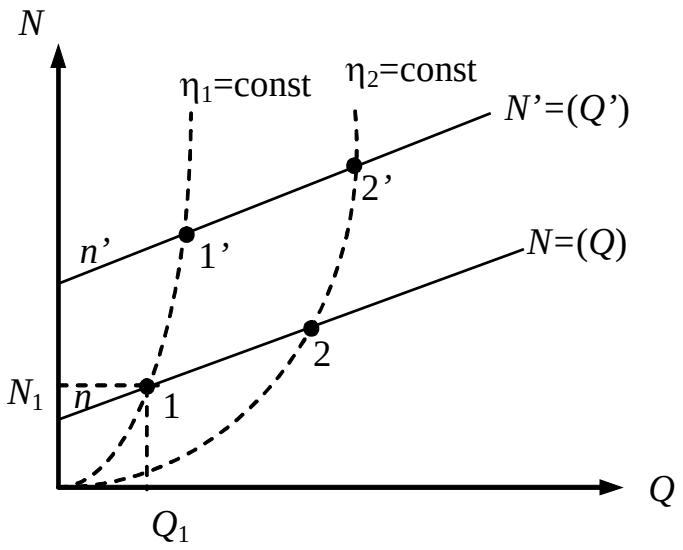

Рис. 8.2. Пересчет характеристики мощности

откуда

$$N_1' = N_1\left(\frac{n'}{n}\right)^3.$$

В данном случае точки пересчета перемещаются вдоль штриховых линий пропорциональности $N = mQ^3$, представляющих собой кубические параболы (см. рис. 8.2).

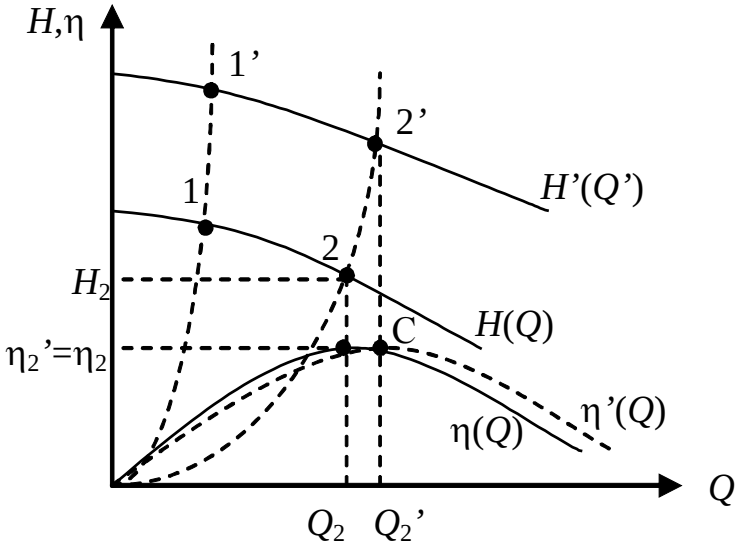

Рис. 8.3. Пересчет характеристики КПД

При изменении частоты вращения изменяется и характеристика КПД, которая пересчитывается следующим образом.

Пусть заданы характеристики напора и КПД при частоте вращения колеса n (рис. 8.3). Проводим линии подобных режимов для напорной характеристики. Эти линии являются также линиями постоянных значений КПД η_1 = const, η_2 = const и т.д.

Пересчитываем производительность Q. При этом учитываем постоянство КПД η = const. В результате точка С кривой КПД при частоте n' получается перенесением по горизонтали значения η_2 на ординату, которая соответствует подаче Q_2'.

Аналогично строятся остальные точки характеристики.

Из приведенного рисунка видно, что при изменении частоты вращения характеристика КПД деформируется вдоль направления, параллельного оси абсцисс.

Порядок выполнения работы

1. Используя методику лабораторной работы № 3 снять полные характеристики центробежного вентилятора при 3-х частотах вращения вала. Данные внести в табл. 8.1.

Таблица 8.1. Результаты измерений и расчетов

№ п/п	Результаты измерений						Расчетные данные			
	n	$l_п$	$p_п$	$l_{дин}$	$p_{дин}$	$N_в$	$c_{ос}$	$c_{ср}$	Q	η
	об/мин	мм	Па	мм	Па	Вт	м/с	м/с	$м^3/с$	%
1.1 … 1.5										
2.1 … 2.5										
3.1 … 3.5										

Обработка экспериментальных результатов

1. Методика определения динамического $p_{дин}$ и полного $p_п$ давления, осевой $c_{ос}$ и средней $c_{ср}$ скоростей, производительности Q и КПД вентилятора описана в лабораторной работе № 3 (см. раздел «Обработка опытных данных», пп. 1–4). Все определенные величины внести в табл. 8.1.

2. Внести экспериментально полученные значения подачи Q, полного давления $p_п$, мощности N и КПД η для указанных частот n из табл. 8.1 в графы «экспериментальные значения» табл. 8.2.

3. На основании рабочих параметров вентилятора, определенных при частоте n = 3500об/мин, произвести пересчет характеристик полного давления и мощности для частот n' =3000 и 4000 об/мин по формулам подобия:

$$Q' = Q\left(\frac{n'}{n}\right);\quad p' = p\left(\frac{n'}{n}\right)^2;\qquad N' = N\left(\frac{n'}{n}\right)^3,$$

где Q, p, N – значения параметров вентилятора при частоте вращения 3500 об/мин, Q', p' и N' – значения параметров при частоте n'.

4. Построить экспериментальные и расчетные характеристики полного давления $p_п$ (Q) и мощности $N(Q)$ для использованных частот вращения. Провести сравнение расчетных и экспериментальных результатов.

5. Построить линии пропорциональности (линии постоянных значений КПД). По графикам определить области эффективной работы вентилятора.

Таблица 8.2. Пересчет характеристик нагнетателя

n, об/мин	№ точки	Q, м^3/с		$p_п$, Па		N, Вт		η, %
		эксп. знач.	расч. знач.	эксп. знач.	расч. знач.	эксп. знач.	расч. знач.	эксп. знач.
	1 2 3 4 5							
	1 2 3 4 5							
	1 2 3 4 5							

Лабораторная работа № 9. Регулирование центробежных вентиляторов

Цель работы: изучение способов регулирования работы центробежных нагнетателей и определение наиболее оптимального из них.

Общие сведения

Регулированием называется такое изменение подачи и др. параметров нагнетателя, которое осуществляется непрерывно без останова устройства. Целью регулирования является приспособление параметров нагнетателя к изменяющимся условиям работы.

При работе нагнетателя в сети его рабочая точка определяется пересечением характеристики полного давления и характеристики сети. Поэтому изменять подачу нагнетателя можно перемещением рабочей точки либо вдоль характеристики сети либо вдоль напорной характеристики. В соответствии с этим существуют два наиболее распространенных способа регулирования нагнетателей:

а) изменением характеристик сети;

б) изменением характеристик нагнетателя.

Существует еще способ регулирования подачи поворотными направляющими лопастями на входе в рабочее колесо. При таком способе регулирования одновременно изменяются характеристика сети и характеристики нагнетателя.

Дроссельное регулирование при постоянной частоте вращения вала

Регулирование заключается в искусственном введении в сеть дополнительного гидравлического сопротивления. При этом изменяется характеристика сети, но не изменяется характеристика нагнетателя. Регулирующими устройствами, дросселирующими сеть, могут быть клапаны, задвижки, диафрагмы и т.п. устройства.

Пусть нагнетатель включен в трубопроводную систему с вентилем. Режим работы нагнетателя на такую сеть можно определить графически путем наложения характеристики сети на полную характеристику нагнетателя, представляющую собой зависимости полного давления $p_{\text{п}}$, мощности N и КПД η от производительности (рис. 9.1). Точка пересечения характеристик сети и полного давления является рабочей точкой и определяет величину давления и производительности нагнетателя.

При полностью открытом вентиле характеристика сети является самой пологой, и режим работы определяется точкой А. Этой точке соответствуют значения производительности Q_{A}, и давление p_{A}. По известной про-

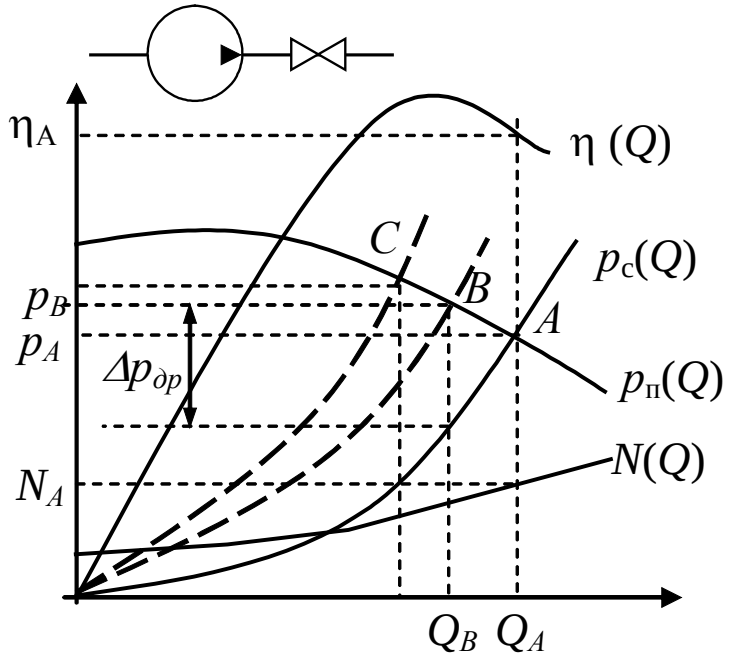

Рис. 9.1. Дроссельный метод регулирования

изводительности Q_A можно также определить потребляемую мощность N_A и коэффициент полезного действия η_A.

При перекрытии вентиля сопротивление сети увеличивается, и характеристика сети становится более крутой. Рабочая точка перемещается из положения А в положение В, а затем в С. Эти точки определяют новые параметры работы нагнетателя.

Из рисунка видно, что максимальная подача обеспечивается при полностью открытом вентиле. Следовательно, дроссельный способ регулирования применяется только для уменьшения подачи. Мощность на валу при регулировании уменьшается. При этом увеличивается доля энергии, расходуемой на дросселирование. Например, регулирование до точки В приводит к бесполезной потере давления на дросселе $\Delta p_{др}$. Тогда мощность, затрачиваемая на дросселирование

$$\Delta N_{дрос} = \frac{\Delta p_{др} \cdot Q_B}{\eta_B}$$

Чем более глубоко осуществляется процесс регулирования, тем более непроизводительны затраты мощности.

Поскольку есть затраты мощности на дросселирование, то с энергетической точки зрения способ не выгоден, однако ввиду чрезвычайной простоты этот способ имеет широкое применение.

Дросселирование насосов имеет свои особенности. При перекачивании жидкостей насосом регулирующие устройства устанавливаются только на нагнетательном трубопроводе, с целью предотвращения кавитации.

Дроссельное регулирование допустимо только при возрастающей характеристике мощности. Если характеристика падающая, то с уменьшением производительности затраченная мощность растет, что нецелесообразно.

Регулирование изменением частоты вращения рабочего колеса

Способ состоит в изменении частоты вращения рабочего колеса без изменения характеристик сети. Характеристики нагнетателя при этом изменяются.

Пусть центробежный нагнетатель может работать при различных скоростях вращения рабочего колеса n_1, n_2, n_3, и т.д. (рис. 9.2). Рабочие точки нагнетателя определяются тогда, как пересечение напорных характеристик с характеристикой сети (точки 1, 2, 3). Видно, что изменением частоты вращения можно достигнуть различных значений подач Q_1, Q_2, Q_3 и давлений p_1, p_2, p_3. Мощность и КПД определяются по графику при соответствующих значениях подачи.

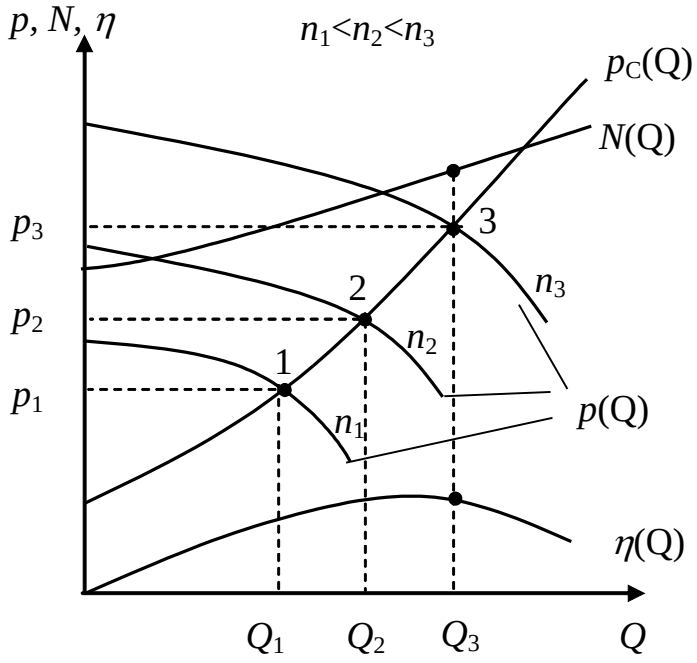

Рис. 9.2. Частотный метод регулирования

С увеличением частоты вращения колеса подача и давление увеличиваются, с уменьшением – уменьшаются. В отличие от регулирования дросселированием данный способ может осуществляться как в сторону уменьшения, так и в сторону увеличения подачи.

Потери мощности на дросселирование отсутствуют, поэтому способ энергетически выгоден, но более сложен в реализации.

Из-за этого данный способ регулирования применяется более редко.

Экономичность способа регулирования зависит от способа изменения частоты вращения рабочего колеса.

Способы изменения частоты вращения колеса:

– использование двигателя постоянного тока и регулировка напряжением питания этого двигателя;

– использование паротурбинного привода и изменение частоты вращения турбины воздействием на паровпускное устройство;

– использование гидромуфта и индукторных муфт скольжения;

– использование ременных вариаторов частоты вращения рабочего колеса.

Порядок выполнения работы
1. Дроссельное регулирование вентилятора

1. Ознакомиться со способами регулирования центробежных вентиляторов.

2. Изучить экспериментальный стенд для регулирования характеристик центробежного вентилятора (см. лаб. работу № 3).

3. Полностью открыть задвижку на центробежном вентиляторе. Задвижку на осевом вентиляторе закрыть.

4. Подключить стенд к сети.

5. Определить начальное показание l_0 микроманометра.

6. Включить центробежный вентилятор включателем В1. Переключатели В3 – В4 установить в положение «Измерение мощности центробежного вентилятора».

7. Латром 1 установить максимальное число оборотов рабочего колеса вентилятора. При этом измерение частоты вращения производить частотомером.

8. Полностью открыть задвижку на напорном трубопроводе.

9. Ваттметром измерить потребляемую двигателем мощность $N_в$.

10. Микроманометром определить полное $l_п$ и динамическое $l_{дин}$ давления в напорном трубопроводе.

11. Показания приборов записать в табл. 9.1.

12. Установить задвижку на напорном трубопроводе в положение 2. С помощью латра 1 обеспечить постоянство числа оборотов вращения колеса вентилятора. Выполнить необходимые измерения в соответствии с пп. 9–11.

13. При одном и том же числе оборотов вентилятора произвести серию измерений потребляемой мощности, полного и динамического давлений для каждого положения задвижки.

Таблица 9.1. Регулирование вентилятора дросселированием

№ п/п	Результаты измерений						Расчетные данные				
	n	$l_п$	$p_п$	$l_{дин}$	$p_{дин}$	$N_в$	$c_{ос}$	$c_{ср}$	Q	Q/Q_0	$N_в/N_{в0}$
	об/мин	мм	Па	мм	Па	Вт	м/с	м/с	$м^3/с$		
1 … 5											

2. Регулирование вентилятора изменением частоты вращения рабочего колеса

1. Полностью открыть задвижку на центробежном вентиляторе. Задвижку на осевом вентиляторе закрыть.

2. Определить начальное показание l_0 микроманометра.

3. Включить центробежный вентилятор включателем В1.

4. Полностью открыть задвижку на напорном трубопроводе.

5. Латром 1 установить начальную частоту вращения центробежного вентилятора, использованную при изучении дроссельного способа регулирования.

6. Микроманометром определить полное $l_п$ и динамическое $l_{дин}$ давления в напорном трубопроводе.

7. Показания приборов записать в табл. 9.2.

8. Произвести измерения для данного положения задвижки при различных частотах вращения колеса вентилятора.

Таблица 9.2. Частотное регулирование вентилятора

№ п/п	Результаты измерений						Расчетные данные				
	n	$l_п$	$p_п$	$l_{дин}$	$p_{дин}$	$N_в$	$c_{ос}$	$c_{ср}$	Q	Q/Q_0	$N_в/N_{в0}$
	об/мин	мм	Па	мм	Па	Вт	м/с	м/с	$м^3/с$		
1 … 65											

Обработка экспериментальных результатов

1. Методика определения динамического $p_{дин}$ и полного $p_п$ давления, осевой $c_{ос}$ и средней $c_{ср}$ скоростей, производительности Q вентилятора описана в лабораторной работе № 3 (см. раздел «Обработка опытных данных», пп. 1–4).

2. Все рассчитанные величины внести в табл. 9.1 и 9.2.

3. На основании результатов измерений и расчетных данных построить зависимости относительного изменения потребляемой мощности $N_в/N_{в0}$ от относительного изменения производительности Q/Q_0 вентилятора при различных способах регулирования.

4. Полученные результаты проанализировать. Выбрать наиболее экономичный способ регулирования.

Литература к лабораторному практикуму

1. Черкасский, В.М. Насосы, вентиляторы, компрессоры /В.М.Черкасский. – М.: Энергоиздат, 1984. – 415с.

2. Поляков, В.В. Насосы и вентиляторы / В.В.Поляков, Л.С.Скворцов. – М.: Стройиздат. – 1990. – 336 с.

3. Калинушкин, М.П. Насосы и вентиляторы / М.П.Калинушкин. – М.: Высшая школа, 1987. – 178 с.

МЕТОДИЧЕСКОЕ ПОСОБИЕ К ПРАКТИЧЕСКИМ ЗАНЯТИЯМ

1. Основные рабочие параметры нагнетателей

Работа нагнетателей характеризуется следующими рабочими параметрами: подачей (производительностью), давлением либо напором, мощностью и коэффициентом полезного действия.

Различают объемную Q и массовую M производительности. Объемная производительность нагнетателя Q определяется выражением

$$Q = c_{ср} F.,$$

где $c_{ср}$ – средняя скорость движения потока в напорном трубопроводе, F – площадь поперечного сечения трубопровода.

Массовая производительность M связана с объемной производительностью выражением

$$M = \rho Q,$$

где ρ – плотность перекачиваемой среды.

Единица измерения объемной производительности – $м^3/с$, а массовой – кг/с.

Давление p насоса представляет собой энергию, сообщенную единице объема перекачиваемой среды. Измеряется давление в Па ($Н/м^2$) или $Дж/м^3$. Напор H нагнетателя – это энергия, переданная единице веса среды. Единица измерения напора – м.

Давление p и напор H связаны соотношением

$$p = \rho g H.$$

Полное давление $p_п$, состоит из статического $p_{ст}$ и динамического $p_д$ давлений

$$p_п = p_{ст} + p_д.$$

Динамическое давление можно определить из выражения

$$p_д = \rho c_{ср}^2/2$$

Полное давление, развиваемое нагнетателем, может быть определено из уравнения Бернулли.

Создаваемое нагнетателем давление определяется разностью полных давлений на выходе и входе нагнетателя (рисунок 1.1) и оно равно

$$p = p_{\text{вых}} - p_{\text{вх}} + \frac{\rho\left(c_{\text{вых}}^{\,2} - c_{\text{вх}}^{\,2}\right)}{2} + \rho g\left(z_{\text{вых}} - z_{\text{вх}}\right).$$

где $c_{\text{вых}}$, $c_{\text{вх}}$, $p_{\text{вых}}$ и $p_{\text{вх}}$ – соответственно скорости и давления в жидкости на выходе и входе нагнетателя, $z_{\text{вых}}$ и $z_{\text{вх}}$ – координаты расположения центров выходного и входного сечений нагнетателя.

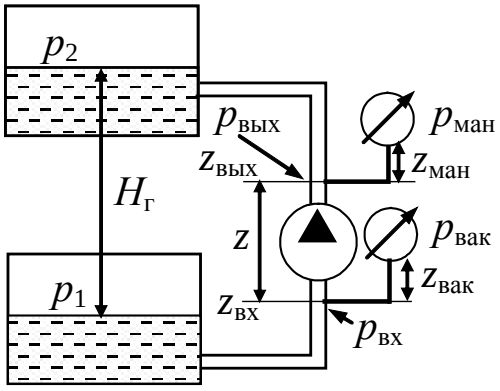

Рисунок 1.1. Насосная установка

Напор, создаваемый насосом

$$H = \frac{p_{\text{вых}} - p_{\text{вх}}}{\rho g} + \frac{c_{\text{вых}}^{\,2} - c_{\text{вх}}^{\,2}}{2g} + \left(z_{\text{вых}} - z_{\text{вх}}\right)$$

При подключении к входному и выходному сечениям насоса манометра и вакуумметра (рисунок 1.1) его напор может быть определен по показаниям приборов

$$H = \frac{p_{\text{ман}} + p_{\text{вак}}}{\rho g} + \left(z + z_{\text{ман}} - z_{\text{вак}}\right) + \frac{c_{\text{вых}}^{\,2} - c_{\text{вх}}^{\,2}}{2g}$$

где $p_{\text{ман}}$ и $p_{\text{вак}}$ – показания манометра и вакуумметра, $z_{\text{ман}}$ и $z_{\text{вак}}$ – превышение положения манометра и вакуумметра над точками подключения к трубопроводу, z – разность уровней сечений входа и выхода насоса.

Если известны давления в верхнем и нижнем баках, а также положение уровней жидкости в них, напор насоса определяется как

$$H = \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + H_{\text{г}} + \Delta H_{\text{пот}}$$

где $H_г$ – полная геометрическая высота подъема жидкости, $\Delta H_{пот}$ – потери напора во всасывающем и нагнетательном трубопроводах $\Delta H_{пот} = \Delta H_{вс} + \Delta H_{нагн}$.

Потери напора в трубопроводе определяются как

$$\Delta H_{пот} = \left(\lambda \frac{l}{d} + \sum_i \zeta_i \right) \frac{c^2}{2g}$$

где l, d – длина и диаметр трубопровода, λ - гидравлический коэффициент трения в трубах, ζ_i – коэффициенты местных сопротивлений, c – скорость жидкости в трубопроводе. Если задана эквивалентная длина $l_{экв}$ местных сопротивлений, то в данную формулу подставляется общая длина ($l + l_{экв}$).

Полезной энергией насоса называется энергия, полученная потоком среды от рабочих органов насоса. Удельная полезная работа нагнетателя

$$l_п = \frac{p}{\rho} = gH .$$

Полезная мощность насоса может быть определена выражениями

$$N_п = pQ = \rho QgH = MgH .$$

Единицы измерения мощности – 1 Вт = 1 Дж/с.

От вала двигателя к валу насоса передается мощность на валу $N_в$.

Коэффициент полезного действия насоса определяется как отношение полезной мощности к мощности на валу насоса

$$\eta = N_п / N_в$$

Теоретический напор центробежного насоса может быть определен при известных скоростях потока жидкости в проточной полости рабочего колеса насоса. Вращательное движение жидкости вместе с колесом характеризуется окружной либо переносной скоростью жидкости $\vec{u}$. Направлена она по касательной к окружности вращения частиц жидкости. Движение жидкости к периферии колеса вдоль поверхности лопастей колеса характеризуется относительной скоростью жидкости $\vec{w}$. Она направлена по касательной к поверхности лопасти. Результирующая скорость потока жидкости в проточной полости насоса, называемая абсолютной скоростью, является векторной суммой окружной и относительной скоростей

$$\vec{c} = \vec{w} + \vec{u} .$$

Эти три скорости образуют треугольники скоростей, которые, как правило, строятся на входе и выходе с лопатки рабочего колеса (рисунок 1.2).

На рисунке R_1 и R_2 – соответственно радиусы входа и выхода с лопатки, ω – угловая скорость вращения колеса.

Треугольниками скоростей удобнее пользоваться, если они нарисованы без привязки к рабочему колесу (рисунок 1.3).

Теоретический напор $H_{T\infty}$ можно рассчитать, воспользовавшись уравнением Эйлера

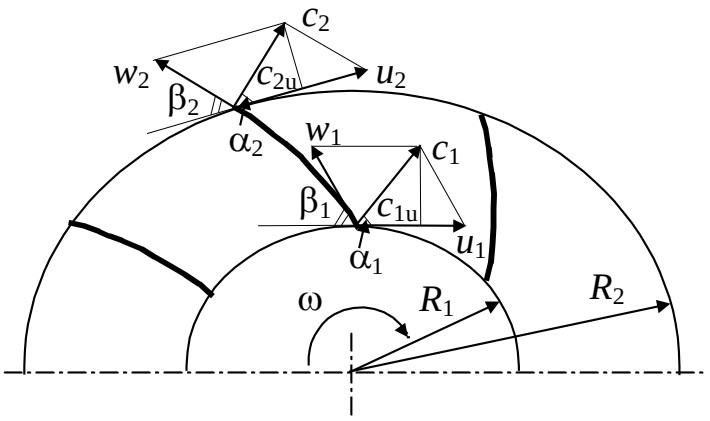

Рисунок 1.2. Разрез колеса и треугольники скоростей

$$H_T = \frac{u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}}{g}.$$

Здесь c_{1u} и c_{2u} – соответственно проекции абсолютной скорости на направление окружной скорости

$$c_{1u} = c_1 \cos\alpha_1, \qquad c_{2u} = c_2 \cos\alpha_2$$

Окружные скорости определяются по формулам

$$u_1 = \frac{\pi D_1 n}{60}, \qquad u_2 = \frac{\pi D_2 n}{60},$$

где n – частота вращения рабочего колеса (об/мин), диаметры входа и выхода $D_1 = 2R_1$, $D_2 = 2R_2$.

Действительный напор

$$H = \eta_{\Gamma} \mu H_{T\infty}.$$

Здесь $\eta_г$ – гидравлический коэффициент полезного действия, μ – коэффициент, учитывающий конечное число лопаток колеса.

В ориентировочных расчетах принимается $\mu \approx 0{,}8$. Более точно μ можно определить по формуле Стодолы при известном числе лопастей z:

$$\mu = 1 - \frac{u_2}{c_{2u}} \cdot \frac{\pi}{z} \cdot \sin\beta_2$$

Параметры нагнетателей зависят от частоты вращения рабочего колеса. В предположении постоянства коэффициентов полезного действия η_o = const, $\eta_г$ = const и $\eta_м$ = const при изменении частоты вращения $n \rightarrow n'$ параметры насоса можно пересчитать по формулам пропорциональности

$$\frac{Q_1'}{Q_1} = \frac{n'}{n}, \qquad \frac{H_1'}{H_1} = \left(\frac{n'}{n}\right)^2, \qquad \frac{N_1'}{N_1} = \left(\frac{n'}{n}\right)^3$$

Критерием подобия для нагнетательных устройств является коэффициент быстроходности

$$n_s = 3{,}65\frac{n\sqrt{Q}}{H^{3/4}}$$

Задачи

1.1. Насос подает воду в трубопровод диаметром 30 мм со скоростью 2м/с. Определить объемную и массовую производительности насоса.

Ответ: $Q = 1{,}41 \cdot 10^{-3}$ м^3/с, M = 1,41 кг/с

1.2. Определить скорость воздуха в канале диаметром 60 мм, если массовая подача вентилятора 12 кг/час.

Ответ: $Q = 2{,}7 \cdot 10^{-3}$ м^3/с, $c_{ср}$= 0,98 м/с

1.3. Динамическое давление воздуха, создаваемое вентилятором в трубе диаметром 30 мм, равно 10 мм вод. ст. Определить массовую производительность вентилятора.

Ответ: $M = 8{,}7 \cdot 10^{-3}$ кг/с.

1.4. Вентилятор подает воздух в трубопровод диаметром 50 мм. Напряжение и ток питания электродвигателя вентилятора соответственно 5В и

0,7А. Показание микроманометра, измеряющего динамическое давление, равно 20мм, а полное – 40 мм. Угол наклона измерительной трубки микроманометра – 30^{o}, плотность спирта - 809 кг/м^3. Определить осевую и среднюю скорости потока воздуха, массовую и объемную подачи, полезную мощность, к.п.д. и полное давление, создаваемое вентилятором.

Ответ:. $c_{ос}$ = 11,5 м/с; $c_{ср}$ = 9,2 м/с; Q = 0,018 м^3/с; M = 0,021 кг/с; $p_{п}$ = 158Па; N_n = 2,86 Вт; η = 82,8 %.

1.5. Определить полный напор насоса для подачи горячей воды с температурой $100^{o}C$ (ρ_{100} = 958,4 кг/м^3) в бак с избыточным давлением $p_к$ = 20 ати, если уровень воды в нем на 10 м выше уровня воды в закрытом питательном баке с избыточным давлением $p_{бак}$= 0,2 ати. Полные потери напора в трубопроводе принять $\Delta H_{пот}$ = 1,6 м.

Ответ: H = 218,2 м.

1.6. Манометр, установленный на нагнетательном патрубке насоса на высоте 1,2 м над точкой присоединения, показывает 18 ати (рис. 1.1). Показание ртутного вакуумметра, присоединенного к насосу на 0,8 м ниже точки присоединения манометра 130 мм рт. ст.

Определить напор насоса, если диаметры всасывающей и нагнетательной труб насоса одинаковы, а температура перекачиваемой воды 40°C.

Ответ: H= 185,0 м.

1.7. Центробежный насос (рисунок 1.4) забирает воду с температурой $40^{o}C$ из колодца с уровнем воды на 1,5 м ниже центра насоса и подает ее в количестве 20,0 т/час в паровой котел с отметкой уровня воды 6,5 м, работающий при избыточном давлении p_1 = 12 ати. Определить напор, создаваемый насосом, если диаметры и длина всасывающей и нагнетательной трубы соответственно равны d_1 = 100 мм, l_1 = 6,0 м, d_2=75мм, l_2 = 20,2 м, коэффициент сопротивления сетки на всасывающей трубе ξ = 4,0 и коэффициенты сопротивления каждого из местных сопротивлений на нагнетательной трубе ξ = 5,0. Коэффициент трения равен λ = 0,029, коэффициент сопротивления поворота ξ = 1,0.

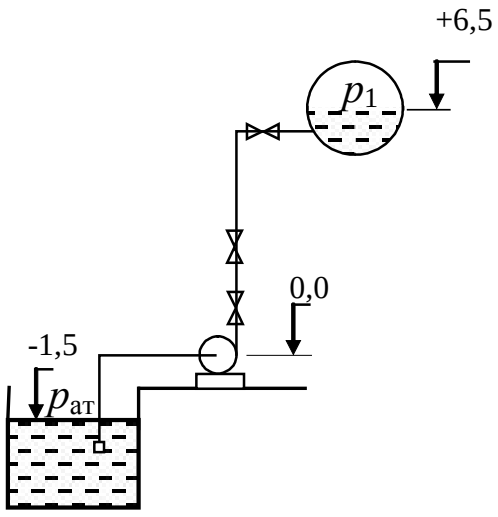

Рисунок 1.4. К задаче 1.7

Ответ: H = 131,1 м.

1.8. Полезная мощность насоса 10 кВт. Какой объем воды может поднять этот насос с глубины 18 м в течение 1 часа? Потери давления в трубопроводе не учитывать.

Ответ: $V = 203{,}9$ м^3.

1.9. Насос, двигатель которого развивает мощность 25 кВт, поднимает 100 м^3 нефти на высоту 6м за 8 мин. Найти КПД установки с учетом и без учета потерь напора во всасывающей трубе. Всасывающая труба диаметром 300 мм и длиной 8 м имеет один поворот на 90^o. Коэффициент трения равен 0,02, коэффициент сопротивления входа в трубу – 0,5, коэффициент сопротивления поворота – 1,0. Плотность нефти 800 кг/м^3.

Ответ: 1. Без учета потерь: $\eta = 39$ %.

2. С учетом потерь напора: $\eta = 45$ %

1.10. Определить теоретический напор колеса центробежного насоса при скорости вращения n = 1000 об/мин, если внутренний и внешний диаметры колеса соответственно равны D_1 = 130 мм и D_2 = 300 мм, а углы входа и выхода с лопатки равны $\beta_1 = 30^o$ и $\beta_2 = 50^o$. Относительные скорости на входе и выходе считать одинаковыми, а вход – безударным ($\alpha_1 = 90^o$).

Ответ: $H_T = 17$ м.

1.11. Рабочее колесо насоса с внутренним и внешним диаметрами соответственно D_1 = 180 мм, D_2 = 280 мм имеет частоту вращения 960 об/мин. Вода входит на рабочую лопатку под углом $\alpha_1 = 60^o$ с абсолютной скоростью c_1 = 2,5 м/с, а выходит с нее под углом $\alpha_2 = 20^o$ со скоростью c_2 = 16 м/с.

Определить, абсолютное и относительное изменение теоретического напора при устройстве радиального входа воды на лопатку. Построить треугольники скоростей.

Ответ: $H_T = 21{,}57$ м, $\dfrac{\Delta H}{H_T} = 5{,}38\%$.

1.12. Определить теоретический и действительный напоры центробежного насоса при скорости вращения колеса n = 1450 об/мин, если диаметры рабочего колеса равны D_1 = 170 мм и D_2 = 350 мм, гидравлический кпд $\eta_г$ = 0,85, а коэффициент, учитывающий конечное число лопаток $\mu = 0{,}84$.

Построить треугольники скоростей при условии входа воды в рабочее колесо в радиальном направлении. Углы входа и выхода с лопатки равны $\beta_1 = 25^o$ и $\beta_2 = 40^o$. Относительные скорости на входе и выходе считать одинаковыми.

Ответ: $H_T = 42{,}4$ м. Действительный напор $H = \eta_г \mu H_T = 30{,}3$ м.

1.13. Определить число рабочих лопастей центробежного насоса, если диаметры рабочего колеса D_1 = 150 *мм* и D_2 = 220 *мм*, скорость вращения n = 1500 об/мин, вода входит в рабочее колесо в радиальном направлении со скоростью c_1 = 5,3 м/с, а угол выхода с лопатки $\beta_2 = 35^o$. Определить также теоретический и действительный напоры, создаваемые колесом насоса, при условии равенства относительных скоростей на входе и выходе с лопатки, КПД насоса – 0,9.

Ответ: z = 17, H_T = 11,8 м, H = 7,77 м.

1.14. Колесо центробежного насоса имеет 12 рабочих лопастей. Скорость его вращения n = 1200 об/мин. Определить наружный диаметр колеса (D_2), если внутренний диаметр D_1 = 180 *мм*, вода входит в рабочее колесо под углом к касательной $\alpha_1 = 30^o$ со скоростью c_1 = 3 м/с, проекция относительной выходной скорости на направление окружной 6 м/с. Относительные скорости на входе и выходе считать одинаковыми.

Ответ: D_2 = 0,305 м.

1.15. Определить действительный напор вентилятора и мощность его электродвигателя, если подача вентилятора 10 м^3/с, внутренний и наружный диаметры колеса соответственно 0,6 и 0,7 м. Частота вращения рабочего колеса 1500 об/мин. Абсолютные скорости на входе и выходе с рабочего колеса равны 30 и 60 м/с, а углы между абсолютной и окружной скоростями на входе и выходе – 60^0 и 20^0. Гидравлический и полный кпд вентилятора равны 0,8 и 0,65. Коэффициент, учитывающий конечное число лопаток μ = 0,8.

Ответ: H = 156,1 м; $N_в$ = 28,242 кВт

1.16. Определить коэффициент быстроходности насоса, если его рабочее колесо вращается с частотой 1000 об/мин, массовая подача 12000 кг/час, температура воды 40^oC, а удельная работа составляет 100 Дж/кг.

Ответ: n_s = 37,14.

1.17. Построить напорную характеристику трехступенчатого центробежного насоса $H = f(Q)$, имеющего максимальное значение коэффициента полезного действия η_{max} при производительности Q_m = 100 м^3/час, и напоре H_m = 60 м, работающего при скорости вращения n = 980 об/мин.

1.17. Как изменится объемная производительность насоса при изменении числа оборотов с n_1 = 1000 до n_2 = 1500 об/мин, диаметра $(D_2)_1$ = 200 мм до $(D_2)_2$ = 250 мм, если объемная производительность Q = 120 м^3/час (0,33 м^3/с). Объемный КПД остается неизменным.

Ответ: Q_2 = 0.0976 м^3/с (352 м^3/ч).

1.18. Первоначальное значение напора насоса H_1 = 10 м. Выходной диаметр рабочего колеса увеличился с $(D_2)_1$ = 300 мм до $(D_2)_2$ = 400 мм, а число оборотов уменьшилось с n_1 = 1600 до n_2 = 1200 об/мин., гидравлический КПД увеличился с $\eta_{г1}$ = 0,82 до $\eta_{г2}$ = 0,85. Определить абсолютное и относительное изменение напора насоса.

Ответ: H_2 = 10,37 м; $\dfrac{\Delta H}{H_1} = 3{,}3\%$.

1.19. Давление, создаваемое центробежным насосом равно 15 атм. Выходной диаметр колеса насоса уменьшился с $(D_2)_1$ = 360 мм до $(D_2)_2$ = 250 мм, а температура перекачиваемой воды увеличилась с 20^0C (ρ_1 = 998,2 кг/м^3) до 80^0C (ρ_2 = 971,2 кг/м^3). Число оборотов уменьшилось с n_1 = 1200 до n_2 = 1000 об/мин. Гидравлический КПД остался неизменным. Как изменилось давление, создаваемое центробежным насосом (в Па)?

Ответ: p_2 = 490 кПа.

1.20. Как изменится мощность насоса, если выходной диаметр, равный (D_2) = 230 мм, увеличился на 20 мм. Первоначальная мощность насоса была равной 8 кВт. Число оборотов, КПД, температура перекачиваемой среды остались неизменными.

Ответ: N_2 = 12,14 кВт

2. Работа нагнетателя в сети

Сетью называется система трубопроводов и устройств, подключенных к нагнетателю. Характеристикой сети называется зависимость давления или напора в данной сети от расхода перекачиваемой среды через нее.

Насос при работе на сеть для создания расхода Q должен преодолеть потери напора в сети $\Delta H_{пот}$ и создать полезный напор, состоящий из геометрической высоты подъема жидкости $H_г$ и разности давлений $(p_2 - p_1)/\rho g$, где p_1 и p_2 – соответственно давления в нижнем и верхнем баках (рисунок 2.1).

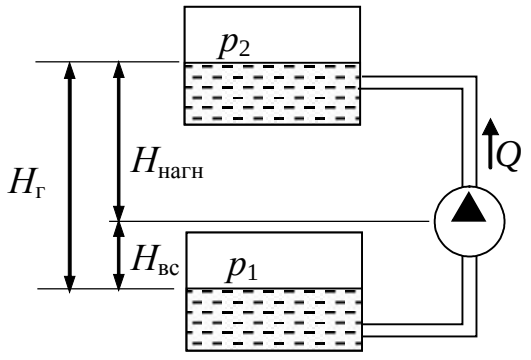

Рисунок 2.1. К работе насоса в сети

$$H_{пол} = H_г + \frac{p_2 - p_1}{\rho g}$$

Потери напора включают в себя потери на трение и потери на местных сопротивлениях

$$\Delta H_{\text{пот}} = \left(\lambda \frac{l}{d} + \sum_{i=1}^{n} \zeta_i \right) \frac{8Q^2}{\pi^2 g d^4} = kQ^2,$$

либо потери давления

$$\Delta p_{\text{пот}} = \left(\lambda \frac{l}{d} + \sum_{i=1}^{n} \zeta_i \right) \frac{8\rho Q^2}{\pi^2 d^4} = k'Q^2.$$

Тогда уравнение для характеристики сети имеет вид

$$H_{\text{с}} = H_{\text{пол}} + kQ^2 \text{ либо } p_{\text{с}} = p_{\text{пол}} + k'Q^2,$$

где k и k' - коэффициенты, характеризующие гидравлическое сопротивление сети.

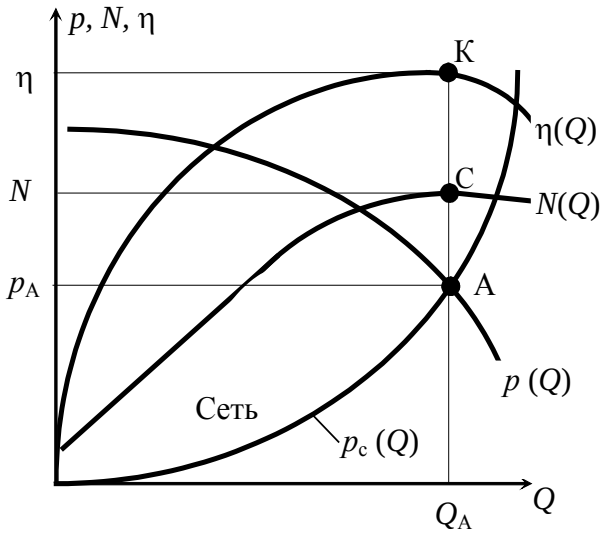

Рисунок 2.2

При работе нагнетателя на сеть должно выполняться равенство подачи нагнетателя и расхода в сети, а также равенство напора в сети и создаваемого нагнетателем напора.

Графический метод определения режима работы нагнетателя в сети состоит в наложении на полную индивидуальную характеристику нагнетателя характеристики сети (рисунок 2.2). Пересечение напорной характеристики и характеристики сети образуют рабочую точку А, по которой определяются подача Q_A и давление p_A , создаваемые нагнетателем при работе на данную сеть. Потребляемая мощность и коэффициент полезного действия определяются по пересечения вертикальной линии подачи и характеристиками мощности (т.С) и КПД (т.К).

Задачи

2.1. Построить характеристику вентиляционной сети, если известно, что при расходе 20 000 м^3/час давление в сети p = 500 Па, а уравнение характеристики имеет вид $p = 100 + kQ^2$.

Ответ: $p = 100 + 1 \cdot 10^{-6} Q^2$ (Здесь в выражении Q измеряется в м^3/час).

2.2. Построить характеристику сети, представляющей собой трубу диаметром d = 150 мм, длиной l = 280 м, если эквивалентная длина всех местных сопротивлений $l_{экв}$ = 85 м, а коэффициент трения λ = 0,03.

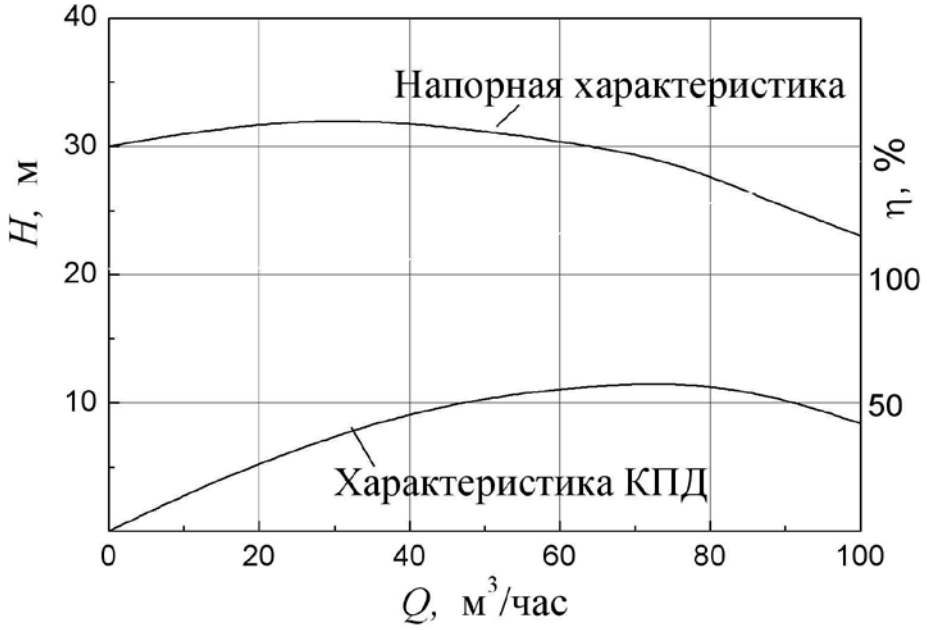

Рисунок 2.3

Какую мощность на валу потребует насос с известной напорной характеристикой и характеристикой КПД (рисунок 2.3) при работе на данную сеть, если полезный напор насоса равен H = 20 м.

Ответ: Q = 85,2 м^3/час, H=26,5м, η=52%, N=11820Вт.

2.3. На откачке воды из колодца в реку работает насос, характеристики которого приведены на рисунке 2.4.

С какой производительностью будет работать насос и какую он потребует мощность, если разность уровней реки и колодца составляют H = 2,8 м, диаметр трубопровода d = 600 мм, длина его l = 25 м, а эквивалентная длина местных сопротивлений $l_{экв}$ = 8 м. Коэффициент трения равен 0,03.

Ответ: Q = 1140 л/с = 1,14 м^3/с, N=61,96 кВт.

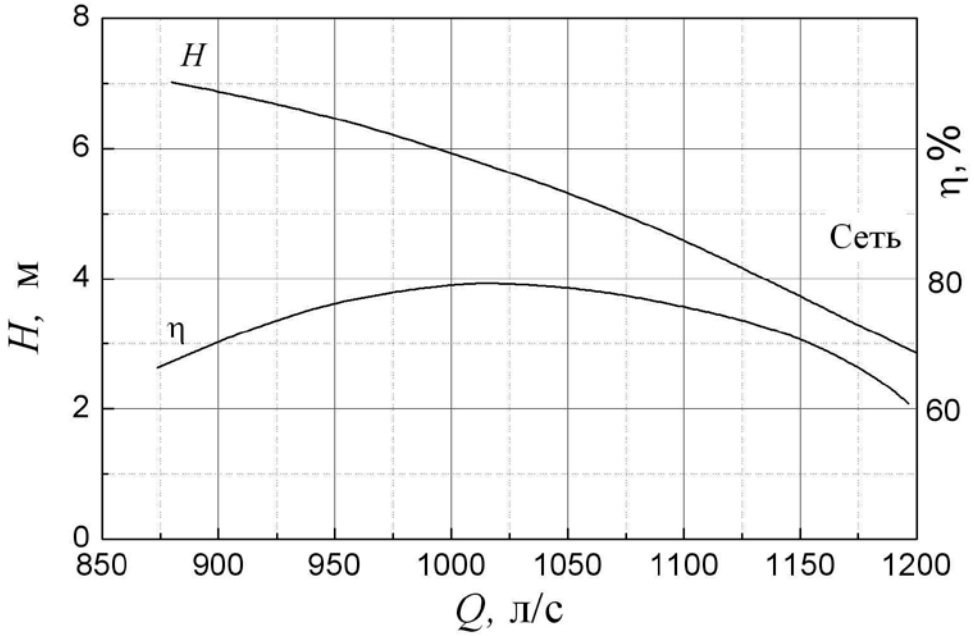

Рисунок 2.4

2.4. Характеристики центробежного насоса приведены на рисунке 2.5. Определить производительность насоса и коэффициент полезного действия при подаче воды в резервуар на высоту 16 м по трубе диаметром d = 75 мм, длиной 140 м, если эквивалентная длина местных сопротивлений $l_{экв}$ =60 м, а коэффициент трения равен 0,03.

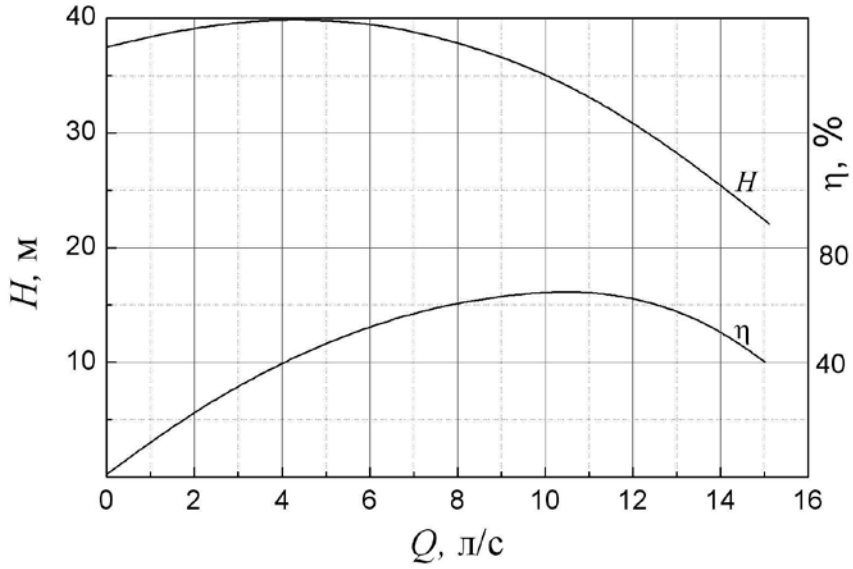

Рисунок 2.5

Ответ: Q = 34,6 м^3/час, η = 0,63.

2.5. Насос подает воду в резервуар на высоту 16 *м* по трубе диаметром *d*= 75мм, длиной 70 м, эквивалентная длина местных сопротивлений $l_{экв}$ =30 м, а коэффициент трения равен 0,03. Характеристики центробежного насоса изображены на рисунке 2.6. Как изменится производительность насоса при установке дополнительной задвижки с коэффициентом местного сопротивления $\xi_з$=16? Определить КПД при новых условиях работы насоса.

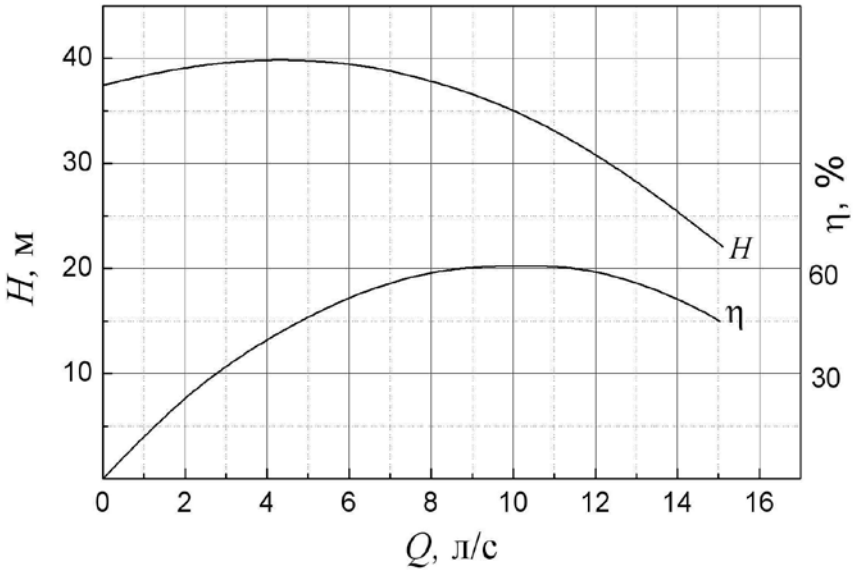

Рисунок 2.6

Ответ: Q_1 = 11,9 л/с, Q_2 = 10,8 л/с, η_2 = 61 %.

2.6. Определить мощность на валу насоса, необходимую для подачи воды на высоту 6 м по трубопроводу диаметром *d* = 100 мм, общей длиной 16 м, если суммарный коэффициент местных сопротивлений равен 8,0, а коэффициент трения – 0,03. Характеристики насоса приведены на рисунке 2.7.

Ответ: $N_в$ = 8,49 кВт

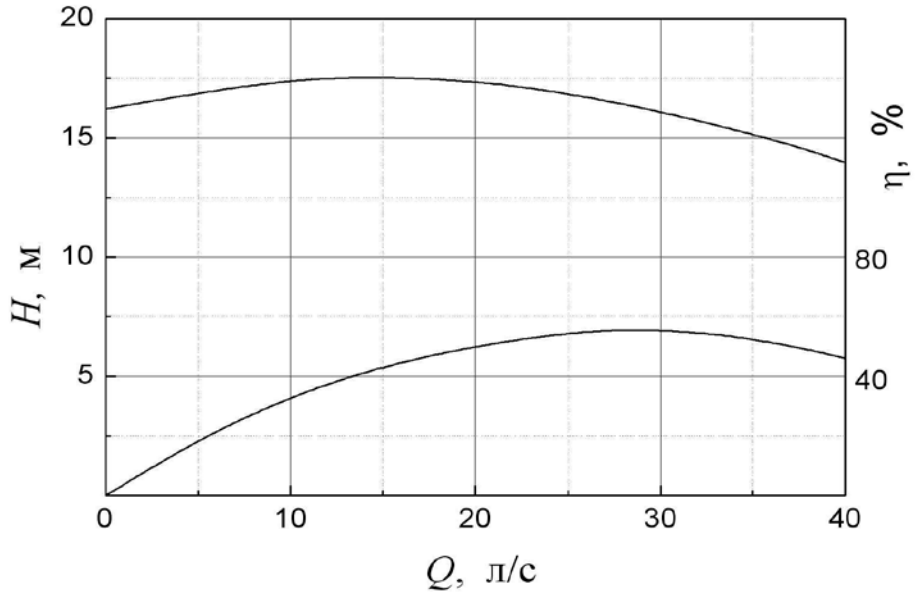

Рисунок 2.7

2.7. Характеристики центробежных насосов приведены на рисунке 2.8.

Сколько воды и при каком коэффициенте полезного действия сможет подать каждый из этих насосов в сеть с полезным напором 40 м, если характеристика сети выражается уравнением $H = 40 + 50000Q^2$?

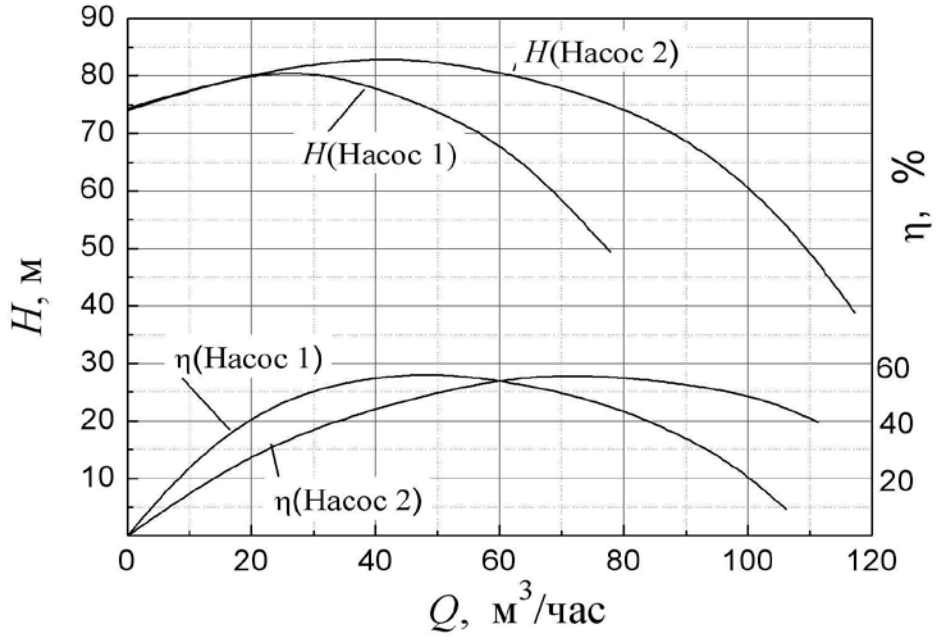

Рисунок 2.8

Какой из насосов более выгодно использовать для работы в данной сети? Определить потребляемую мощность насосов при работе на каждую из сетей.

Ответ: Q_1 = 68,5 м^3/час, η_1 = 0,49, $N_{в1}$ = 2,29 кВт;

Q_2 = 86,9 м^3/час, η_2 = 0,53, $N_{в1}$ = 3,12 кВт.

2.8. Характеристика насоса при n_1 =950 об/мин приведена на рисунке 2.9.

Определить, во сколько раз уменьшится расход воды, подаваемой в сеть с уравнением характеристики $H_с$ = 10 + 17500 Q^2, при уменьшении числа оборотов насоса до n_2 = 720 об/мин.

Ответ: в 1,48 раза. (Q_1 = 40 л/с, Q_2 = 27 л/с).

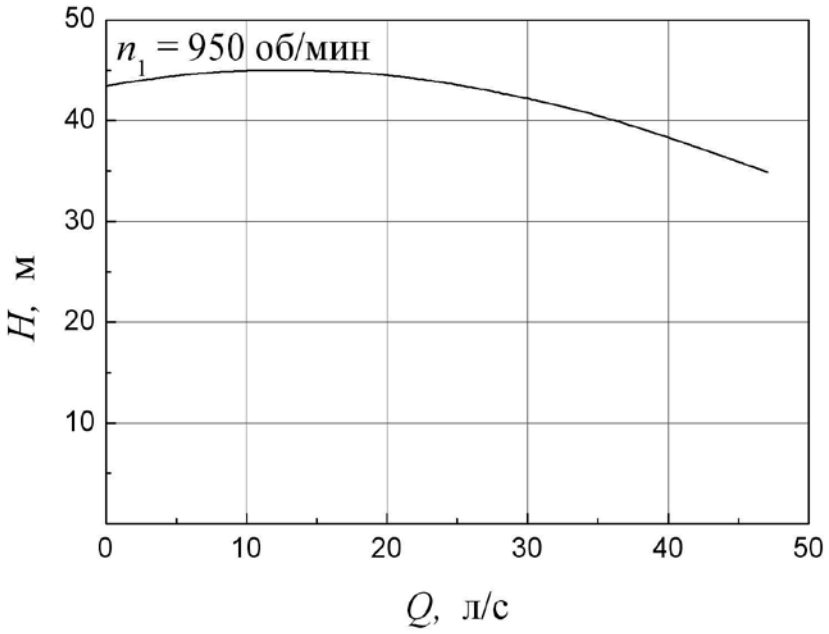

Рисунок 2.9

2.9. Насос с известной напорной характеристикой при n_1 = 950 об/мин (рисунок 2.10) работает на сеть с характеристикой $H_с$ = 5 + 17500 Q^2. После реконструкции насосной установки высота подъема воды была увеличена на 15 м. Для обеспечения работы в новых условиях число оборотов насоса увеличено до n_2 = 1420об/мин. Определить расход воды в сети до реконструкции и после реконструкции установки.

Ответ: Q_1 = 43,3 л/с = 0,0433 м^3/с Q_2 = 62,0 л/с = 0,062 м^3/с.

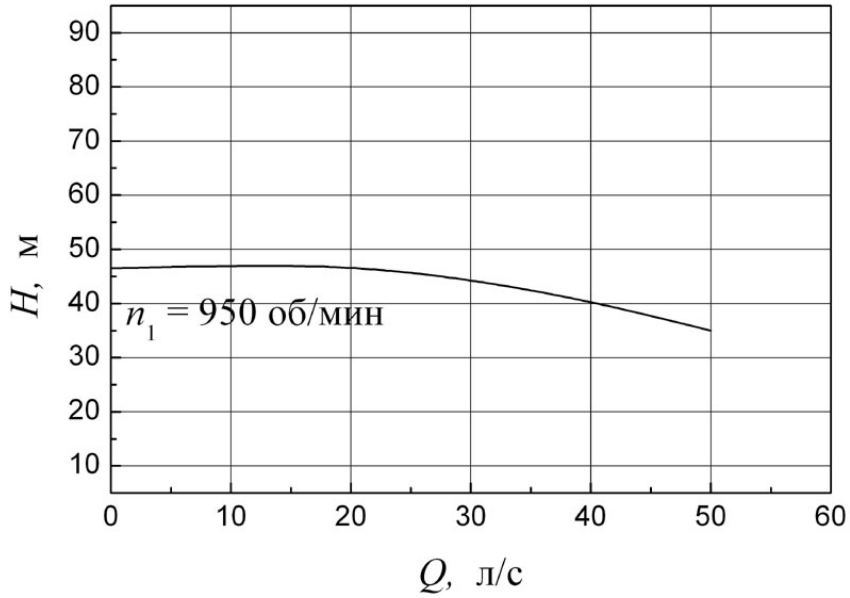

Рисунок 2.10.

2.10. При каком числе оборотов насос с известной характеристикой при n= 1450 об/мин (рисунок 2.11) будет подавать в сеть, характеристика которой выражается уравнением $H_c = 10 + 8000\ Q^2$, количество воды Q = 30 л/с?

Ответ: n_2 = 1063 об/мин.

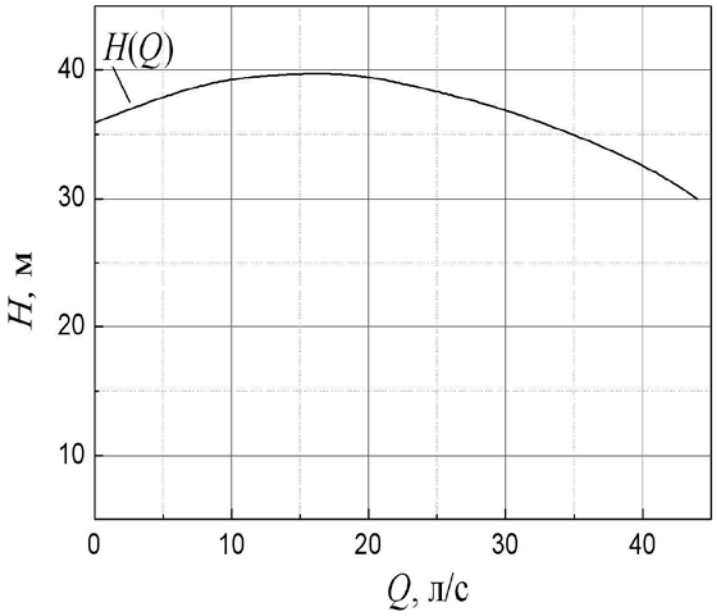

Рисунок 2.11

2.11. В сборный бак (рисунок 2.12) сливается вода при температуре 20^oC в количестве Q = 24 м^3/час. Для откачки воды в сливной канал устанавливается насос с характеристикой (рисунок 2.13) при частоте n_1 = 950 об/мин. Определить, при каком числе оборотов n_2 должен работать насос для обеспечения уровня воды в сборном баке h_1 = 2 м, если выходное сечение нагнетательной трубы находится на высоте h_2 = 3,2 м над осью насоса. Общая длина труб диаметром d = 75мм, равна l = 28 м. Коэффициент трения λ = 0,03 и суммарный коэффициент местных сопротивлений ζ = 15,9.

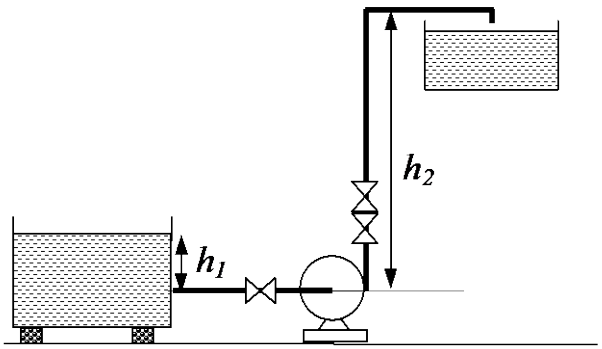

Рисунок 2.12

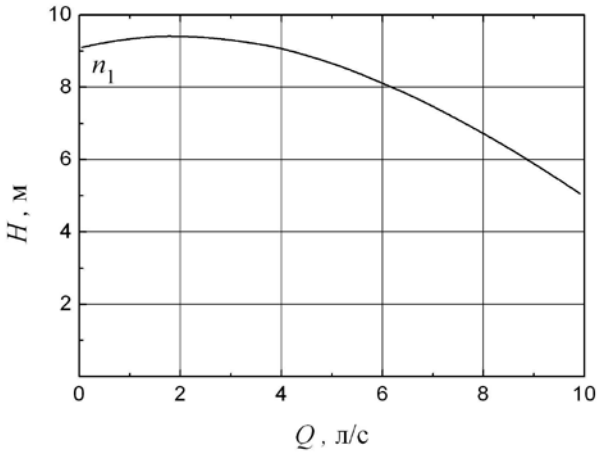

Рисунок 2.13

Ответ: n_2 = 773 об/мин.

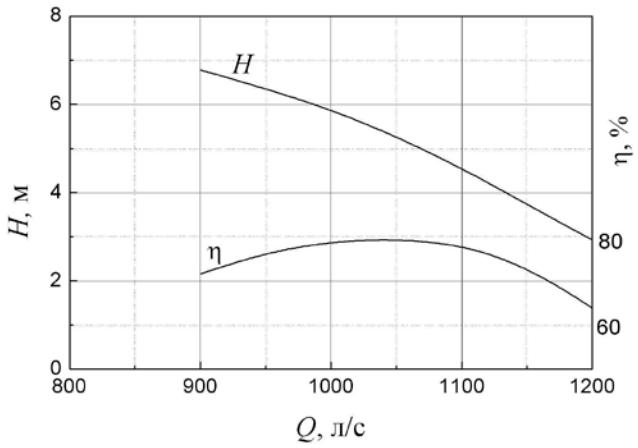

Рисунок 2.14

2.12. Насос с приведенной на рисунке 2.14 характеристикой подает воду в трубопровод диаметром d = 600 мм в количестве Q = 4000 м^3/час при полезном напоре H = 4 м. Определить мощность на валу насоса и построить характеристику сети, на которую насос работает.

Ответ: N = 61,6 кВт , характеристика сети

$$H = 4 + 0{,}275Q^2$$

2.13. Центробежный насос типа 12-НДС (Характеристика на рис.) работает на сеть с полезным напором 40 м, характеристика которой выражается уравнением $H_c = 40 + 15Q^2$.

Определить, как увеличится подача воды в сеть при параллельном включении еще одного и еще двух таких насосов.

Как изменится увеличение подачи при одном, двух и трех параллельно работающих насосах в случае сети с более крутой характеристикой $H_c = 40 + 100Q^2$.

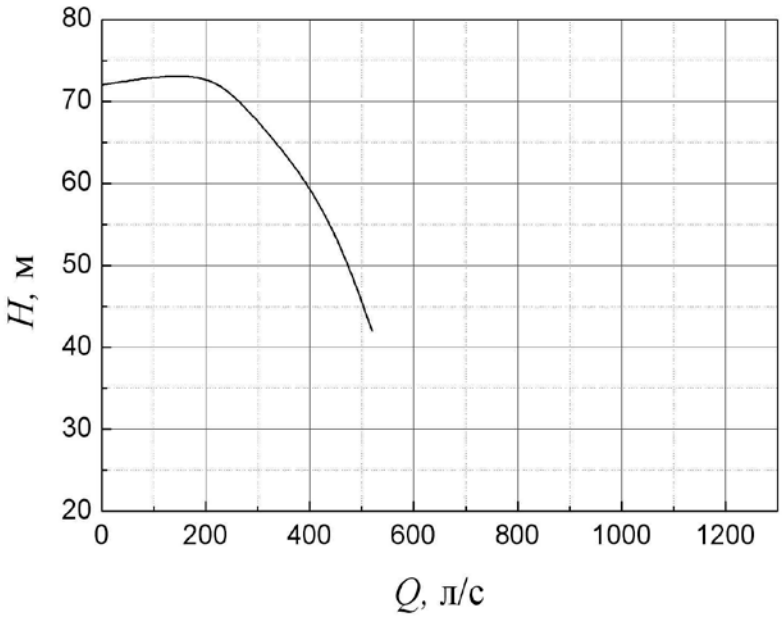

Рисунок 2.15

Ответ:

1. Работа на сеть 1 с характеристикой $H_c = 40 + 15Q^2$:
   При работе одного насоса $Q_1 = 507$ л/с ,
   При работе двух насосов $Q_2 = 909$ л/с,
   При работе трех насосов $Q_3 = 1161$ л/ с.
2. Работа на сеть 2 с характеристикой $H_c = 40 + 100Q^2$:
   При работе одного насоса $Q_1 = 408$ л/с ,
   При работе двух насосов $Q_2 = 535$ л/с ,
   При работе трех насосов $Q_3 = 568$ л/с .

Сравнение данных показывает, что при работе на сеть с более крутой характеристикой достигается меньшее увеличение подачи.

2.14. Центробежный насос с известной напорной характеристикой (рисунок 2.16) работает параллельно с поршневым насосом, имеющим производительность $Q_п$ = 75,6 м^3/час.

Определить количество воды, подаваемое в сеть при параллельной работе обоих насосов и при работе каждого насоса в отдельности.

Характеристика сети выражается уравнением $H_с = 45 + 10\,000\,Q^2$.

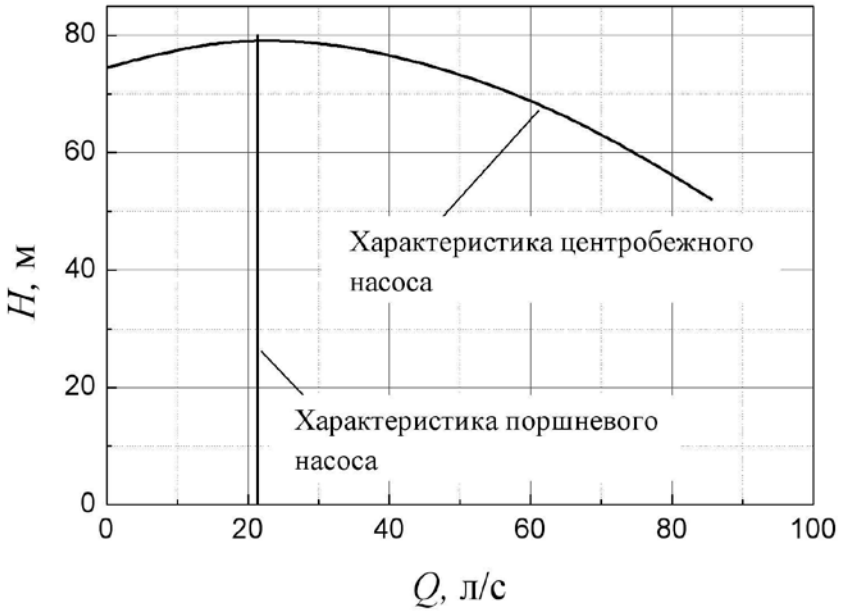

Рисунок 2.16

Ответ: $Q_{сум}$ = 56,1 л/с = 202 м^3/час,
$Q_ц$ = 35,1 л/с = 126,4 м^3/час,
$Q_п$ = 21,2 л/с = 75,6 м^3/час.

3. Высота всасывания центробежного насоса

При работе насоса иногда может возникнуть кавитация. В центробежных насосах кавитация может возникнуть на лопатках вблизи входных кромок, где пониженное давление и максимальная скорость потока жидкости. Понижение давления на входе в насос обусловлено гидравлическими сопротивлениями во всасывающем трубопроводе, необходимостью поднятия жидкости от уровня всасывания до оси насоса, а также пониженным давлением на поверхности жидкости.

Поскольку кавитация приводит к нарушению режима работы насоса и, даже может явиться причиной его поломки, то насос необходимо устанавливать с учетом предельной высоты всасывания.

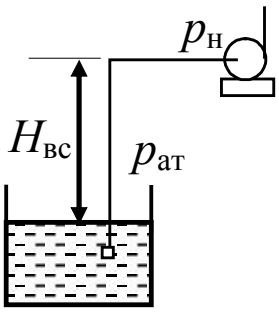

Рисунок 3.1

Пусть жидкость поднимается из открытого нижнего резервуара к насосу за счет разности атмосферного давления $p_{ат}$ и давления на входе в насос $p_н$, создаваемой в результате вращения рабочего колеса (рисунок 3.1). Помимо подъема жидкости на высоту $H_{вс}$ часть перепада давления расходуется на создание динамического напора жидкости $c_н^2/2g$ на входе в насос и преодоление гидравлических сопротивлений $\Delta H_{пот}$ во всасывающей трубе.

$$H_{вс} = \frac{p_{ат} - p_н}{\rho g} - \frac{c_н^2}{2g} - \sum H_{пот} . \qquad (3.1)$$

Давление $p_н$ на входе в насос может понижаться до предельного значения p_t, называемого давлением насыщенных паров при данной температуре жидкости.

Тогда с учетом запаса на кавитацию σH предельная теоретическая высота всасывания определяется выражением

$$H_{вс}^{пред} = \frac{p_{ат} - p_t}{\rho g} - \frac{c_н^2}{2g} - \sum H_{пот} - \sigma H , \qquad (3.2)$$

где $\sigma = 0{,}001218\dfrac{n^{4/3}Q^{2/3}}{H}$ – коэффициент кавитации, H – полный напор, создаваемый насосом, n – частота вращения колеса в об/мин.

Высота всасывания зависит от давления на поверхности всасываемой жидкости. Если резервуар открытый, то она зависит от атмосферного давления, и, как следствие, от высоты местности над уровнем моря (табл. 3.1). Если источником жидкости является закрытый бак, то в выражение (3.2) вместо давления $p_{ат}$ необходимо подставлять давление в этом баке.

Таблица 3.1

Среднее атмосферное давление в зависимости от высоты местности над уровнем моря

Высота местности, м	0	100	200	400	600	800	1000	1500
Показание барометра $p_{ат}$, мм.рт.ст.	760	751	742	724	707	690	674	635
Атмосферное давление, м	10,33	10,21	10,1	9,85	9,61	9,38	9,16	8,63

Давление p_t сильно зависит от температуры (см. табл. 3.2). Следовательно, от температуры зависит и высота всасывания насоса. При расчете высоты всасывания необходимо учитывать также и влияние температуры на плотность жидкости (см. табл. 3.3).

Таблица 3.2

Давление насыщенных паров воды при различных температурах

T, ^{o}C	0	5	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	120
$\frac{p_t}{\rho g}$, м	0,06	0,09	0,12	0,24	0,43	0,75	1,26	2,03	3,18	4,83	7,15	10,3	20,2

Таблица 3.3

Плотность воды при различных температурах

T, ^{o}C	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
ρ, кг/м^3	1000	999,7	998,2	995,7	992,2	988,1	983,2	977,8	971,8	965,3	958,4

Предельная высота всасывания также зависит подачи насоса и характеристик трубопровода на участке всасывания. При некоторых условиях высота всасывания может стать отрицательной, что требует установки насоса ниже уровня всасываемой жидкости.

Задачи

3.1. Центробежный насос при работе со скоростью вращения рабочего колеса n_1 = 950 об/мин. подает воду с температурой 10 ^0C в водонапорный бак в объеме Q = 60 м^3/час, создавая полный напор H = 32 м при барометрическом давлении $p_{ат}$= 742,0 мм рт. ст. Как должна быть изменена высота всасывания насоса, если в целях увеличения производительности насоса число оборотов увеличивают до n_2 = 1450 об/мин. Полный коэффициент сопротивления всасывающей трубы диаметром $d_{вс}$ = 125 мм, равный $\sum\xi$ = 22,3, остается при этом постоянным.

Ответ: при n_1 = 950 об/мин. $H_{вс}^{пред}$ = 7,04 м;
при n_2 = 1450 об/мин. $H_{вс}^{пред}$ = 3,13 м.

3.2. Определить предельную теоретическую высоту всасывания центробежного насоса производительностью Q = 60 м^3/час без учета запаса на кавитацию при температуре воды 30 ^0C и 80 ^0C и барометрическом давлении $p_{ат}$= 760,0 мм рт. ст. Диаметр всасывающей трубы $d_{вс}$ = 100 мм, а суммарный коэффициент сопротивления линии $\sum\xi$ = 8,4.

Ответ: при 30 ^0C $H_{вс}^{пред}$ = 7,78 м, при 80 ^0C $H_{вс}^{пред}$ = 3,51 м.

3.3. Центробежный насос, работающий при n = 1450 об/мин, подает с напором H = 40 м воду с температурой 40^0C в количестве Q = 150 м^3/час. Определить предельную теоретическую высоту всасывания с учетом и без учета запаса, обеспечивающего отсутствие кавитации, если диаметр всасывающей трубы $d_{вс}$ = 150 мм, а ее полный коэффициент сопротивления $\sum\xi$ = 15,0. Барометрическое давление принять равным $p_{ат}$= 751,0 мм рт. ст.

Ответ: Высота всасывания без учета запаса на кавитацию $H_{вс}$= 5,0 м, с учетом запаса на кавитацию $H_{вс}^{пред}$ = 2,68 м.

3.4. Центробежный насос, имеющий при числе оборотов n = 2950 об/мин. производительность Q = 100 м^3/час и напор H = 70 м, установлен на высоте 1000 м над уровнем моря. Определить предельную высоту всасывания при температуре воды 50 ^0C, обеспечивающую отсутствие кавитации, если диаметр всасывающей линии $d_{вс}$ = 125 мм, ее длина l = 10 м, а эквивалентная длина местных сопротивлений $l_{экв}$= 13,5 м. Коэффициент трения принять равным λ = 0,03.

Ответ: $H_{вс}^{пред}$ = 1,74 м.

3.5. Определить, как увеличится геометрическая высота всасывания центробежного насоса при уменьшении скорости вращения с n_1 = 1450 об/мин до n_2 = 950 об/мин при $p_{ат}$= 735 мм рт. ст. Напор и производительность, создаваемые насосом при n_1 = 1450 об/мин, соответственно составляют H_1 = 70 м и Q_1 = 120 м^3/час, диаметр всасывающей линии $d_{вс}$ = 125 мм, ее полный коэффициент сопротивления $\sum\xi$ = 12,0. Температура воды 40 ^0C.

Ответ: $\Delta H_{вс}$ = 3,93 м.

4. Поршневые насосы

Поршневые насосы относятся к нагнетателям объемного принципа действия. В них энергия подводится к потоку жидкости за счет периодического изменения объема рабочих камер.

Насосы подразделяются на насосы простого действия и двойного действия. В насосах простого действия (рисунок 4.1) имеется одна рабочая камера, и за один оборот вала (два хода поршня) происходит один раз всасывание жидкости и один раз нагнетание. Насос двойного действия (рисунок 4.1) имеет две рабочие камеры и за один оборот вала два раза всасывает жидкость и два раза нагнетает, что приводит к увеличению производительности.

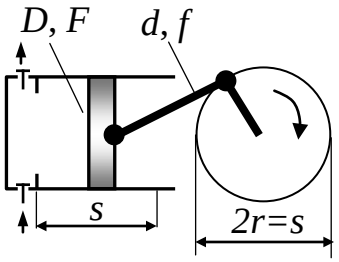

Рисунок 4.1

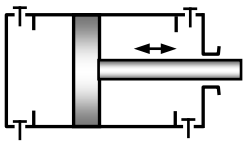

Рисунок 4.2

Производительность поршневого насоса.

Теоретическая средняя производительность насоса простого действия

$$Q_{\text{Т}} = \frac{Fsn}{60} \quad \frac{\text{м}^3}{\text{с}},$$

где F – площадь поршня (D – его диаметр), s – длина хода поршня, n – частота вращения привода (об/мин).

Действительная производительность определяется с учетом объемного коэффициента полезного действия η_0

$$Q = \eta_0 Q_{\text{Т}} = \eta_0 \frac{Fsn}{60}.$$

Средняя действительная производительность насоса двойного действия

$$Q = \eta_0 \frac{Fsn}{60} + \eta_0' \frac{(F - f)sn}{60},$$

где f – площадь сечения штока поршня (d – его диаметр), η_0 и η_0' объемные коэффициенты полезного действия двух рабочих камер.

Отличительной чертой поршневых насосов является неравномерность подачи в течение хода поршня. В каждый момент времени подача насоса простого действия определяется выражением

$$Q_{\text{н}} = F\omega r \sin\varphi,$$

где ω – угловая скорость вращения вала двигателя, r – радиус кривошипа, $\varphi = \varphi\tau$ – угол поворота кривошипа за время τ от начала хода поршня.

Степенью неравномерности подачи m называется отношение максимальной подачи к средней за время одного оборота вала. Для насоса простого действия

$$m = \frac{Q_{\text{н max}}}{\text{Q}_\text{т}} = \pi .$$

Высота всасывания поршневого насоса.

Уравнение процесса всасывания поршневого насоса их открытого бака с атмосферным давлением $p_{\text{ат}}$ на поверхности жидкости имеет вид

$$\frac{p_{\text{ат}} - p_{\text{н}}}{\rho g} = H_{\text{вс}} + \frac{c_{\text{п}}^{\ 2}}{2g} + \Delta H_{\text{пот}} + \Delta H_{\text{кл}} + \Delta H_{\text{пот}}$$

где $H_{\text{вс}}$ – высота всасывания, $c_{\text{п}}$ – скорость движения поршня, $\Delta H_{\text{пот}}$ – потери напора во всасывающем трубопроводе, $\Delta H_{\text{кл}}$ – потери напора на всасывающем клапане, $\Delta H_{\text{ин}}$ – инерционные потери напора из-за неравномерности подачи.

Максимальное разрежение в цилиндре насоса создается в начальный момент его движения. Тогда $c_{\text{п}} = 0$ и $\Delta H_{\text{пот}} = 0$. В этот момент инерционные потери напора имеют максимальное значение

$$\Delta H_{\text{ин}}^{\ \text{max}} = \frac{l_{\text{вс}}}{\text{g}} \frac{F}{f_{\text{вс}}} \omega^2 r \left(1 + \frac{r}{L}\right),$$

где $l_{\text{вс}}$ и $f_{\text{вс}}$ – соответственно длина и площадь сечения всасывающего трубопровода, L – длина шатуна.

Максимальная высота всасывания поршневого насоса определяется начальным моментом движения поршня насоса

$$H_{\text{вс}}^{\ \text{пред}} = \frac{p_{\text{ат}} - p_t}{\rho g} - \frac{l_{\text{вс}}}{\text{g}} \frac{F}{f_{\text{вс}}} \omega^2 r \left(1 + \frac{r}{L}\right) - \Delta H_{\text{кл}}$$

Для увеличения равномерности подачи на всасывающей трубе устанавливаются воздушные колпаки. Воздушные колпаки уменьшают инерционные потери напора, и в результате увеличивается максимальная высота всасывания. При определении высоты всасывания вместо всей длины $l_{\text{вс}}$ всасывающей трубы подставляется длина l_2 – на участке между воздушным колпаком и насосом. Поскольку движение жидкости практически равномерно, то необходимо учитывать потери напора на участке l_1 всасывающего трубопровода от его начала до колпака.

Тогда максимальная высота всасывания поршневого насоса с воздушным колпаком определяется выражением

$$H_{\text{вс}}^{\text{пред}} = \frac{p_{\text{ат}} - p_t}{\rho g} - \left(\lambda \frac{l_1}{d_{\text{вс}}} + \sum \zeta\right) \frac{c_{\text{вс}}^{\,2}}{2g} - \frac{l_2}{g} \frac{F}{f_{\text{вс}}} \omega^2 r \left(1 + \frac{r}{L}\right) - \Delta H_{\text{кл}}.$$

При заданной высоте всасывания данная формула позволяет определить максимальную угловую скорость и, соответственно, предельное число оборотов $n_{\text{пред}}$ двигателя.

Задачи

4.1. Поршневой насос двойного действия, имеющий диаметр цилиндра D= 250 мм, ход поршня s = 200 мм и диаметр штока d = 50,5 мм при скорости вращения вала n = 70 об/мин заполняет бак объемом V_0 = 1,2 м^3 в течение времени τ = 61 с. Определить средний объемный КПД и степень неравномерности подачи насоса.

Ответ: средний объемный кпд η_0 = 0,88, Степень неравномерности подачи m = 1,6.

4.2. Поршневой насос двойного действия имеет цилиндр диаметром D = 200 мм, шток диаметром d=40 мм, ход поршня s = 200 мм и длину шатуна L = 500 мм. Скорость вращения вала насоса n = 70 об/мин. Насос перекачивает воду с температурой 50 ^0C при барометрическом давлении $p_{\text{ат}}$= 707 мм рт. ст. Всасывающая труба насоса диаметром $d_{\text{вс}}$ = 150 мм, длиной $l_{\text{вс}}$ = 8 м имеет три колена ($\xi_{\text{к}}$ = 0,5), задвижку ($\xi_{\text{з}}$ = 1,0) и приемный клапан ($\xi_{\text{кл}}$ = 2,5). Коэффициент трения λ = 0,03. Сопротивление всасывающего клапана насоса $H_{\text{к}}$ = 0,6 м.

Определить, как изменится предельно допускаемая высота всасывания насоса после установки воздушного колпака, разделяющего всасывающую линию на две части l_1 = 7,0 м и l_2 = 1,0 м.

Ответ: без колпака $H_{\text{вс}}^{\text{пред}}$ = – 1,6 м, с колпаком $H_{\text{вс}}^{\text{пред}}$ = 6,37 м.

4.3. Определить, как изменится предельно допустимое число оборотов поршневого насоса простого действия с диаметром цилиндра D = 200 мм, ходом поршня s = 250 мм и длиной шатуна L = 600 мм при установке на всасывающей линии воздушного колпака.

Высота всасывания $H_{\text{вс}}$= 3,5 м. Температура перекачиваемой воды 30 $^{\text{o}}C$, барометрическое давление 760 мм рт.ст. Всасывающая труба диаметром $d_{\text{вс}}$ = 150 мм, длиной $l_{\text{вс}}$ = 11 м делится воздушным колпаком на две части l_1= 10 м и l_2 = 1 м.

Коэффициент трения всасывающей линии λ=0,02, общий коэффициент местных сопротивлений $\Sigma\xi$ = 12,0. Сопротивление всасывающего клапана насоса $H_{\text{к}}$ = 0,8 м.

Ответ: без колпака предельно допустимое число оборотов n_1 = 41 об/мин, с колпаком n_1 = 129 об/мин.

5. Компрессоры

Компрессоры – это нагнетатели для сжатия газов со степенью повышения давления более 1,15.

Для получения 1 кг газа затрачивается удельная работа l при сжатии и вытеснении газа, и она зависит от характера процесса сжатия.

При политропном процессе при сжатии с показателем политропы n удельная работа равна

$$l_{\text{пол}} = \frac{n}{n-1} p_1 v_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right],$$

$$\text{либо } l_{\text{пол}} = \frac{n}{n-1} p_1 v_1 \left[\frac{T_2}{T_1} - 1 \right].$$

Здесь v_1 – удельный объем газа на входе в компрессор, p_1, p_2 и T_1, T_2 – соответственно давления и температуры газа на входе и выходе компрессора.

Для изотермического процесса сжатия удельная работа определяется как

$$l_{\text{из}} = p_1 v_1 \ln \frac{p_2}{p_1}.$$

Удельная работа связана с напором соотношением $l = gH$.

Мощность, расходуемая на привод компрессора

$$N = \frac{\rho Q g H}{\eta_0 \eta_{\text{м}}} = \frac{\rho Q l}{\eta_0 \eta_{\text{м}}},$$

где ρ – плотность газа, поступающего в компрессор, η_0 и $\eta_{\text{м}}$ – соответственно объемный и механический КПД.

Для оценки эффективности работы компрессоров используется КПД, представляющий собой отношение теоретической работы к действительной, затраченной на привод компрессора.

Изотермический КПД $\eta_{\text{из}}$ используется для компрессоров с интенсивным охлаждением (для поршневых и роторных)

$$\eta_{из} = \frac{l_{из}}{l_{д}} = \frac{N_{из}}{N_{в}}.$$

Для компрессоров с неинтенсивным охлаждением (для осевых и центробежных) используется адиабатный КПД

$$\eta_{а} = \frac{l_{а}}{l_{д}} = \frac{N_{а}}{N_{в}}.$$

Задачи

5.1. Компрессор производительностью 10 м^3/мин с приводом от электродвигателя сжимает воздух от начального состояния 760 мм рт.ст., $t_0 = 17^oC$ до конечного давления 5,5 ата. Определить изотермический и адиабатный коэффициенты полезного действия, если потребляемая мощность 46 кВт при $\eta_{эл}$ = 0,9.

Ответ: $\eta_{из}$ = 68,1 %; $\eta_{а}$ = 87,5 %

5.2. Газодувка всасывает 40 м^3/час кислорода при давлении 760 мм рт.ст. и температуре 20^oC и сжимает его до давления 2,5 ати. Определить требуемую газодувкой мощность на валу, если $\eta_{ад}$=0,8.

Ответ: $N_{в}$ = 2,06 кВт

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ К КУРСОВОЙ РАБОТЕ

Методические указания содержат материал, необходимый для выполнения курсовой работы "Расчет колеса центробежного насоса".

1. ОСНОВНЫЕ РАБОЧИЕ ПАРАМЕТРЫ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ

Устройства для перекачивания жидких сред называются насосами. В центробежных насосах передача энергии потоку перекачиваемой жидкости осуществляется за счет взаимодействия лопаток рабочего колеса с потоком. Под действием центробежной силы жидкость перемещается от центра рабочего колеса к его периферии, и тем самым создается повышенное давление.

Работа насоса характеризуется следующими рабочими параметрами: подачей (производительностью), давлением либо напором, мощностью и коэффициентом полезного действия.

1.1. Подача насоса

Подачей (производительностью) насоса называется количество жидкой среды, подаваемой нагнетателем в единицу времени. В зависимости от способа определения количества среды различают объемную Q и массовую M подачи.

При известной средней скорости $c_{ср}$ движения потока в напорном трубопроводе и площади поперечного сечения трубопровода F объемная производительность нагнетателя Q определяется выражением

$$Q = c_{ср} F.$$

Массовая производительность M связана с объемной производительностью выражением

$$M = \rho Q,$$

где ρ – плотность перекачиваемой среды.

Единица измерения объемной производительности – $м^3/с$, а массовой – кг/с.

При отсутствии утечек массовая подача одинакова для всех сечений проточной полости насоса. Подача насоса зависит от размеров и скоростей его рабочих органов, от свойств сети, к которой подключен насос.

1.2. Напор и давление насоса

Давление p насоса представляет собой энергию, сообщенную единице объема перекачиваемой среды. Измеряется давление в Па (Н/м^2) или Дж/м^3. Напор H нагнетателя – это энергия, переданная единице веса среды. Единица измерения напора – м.

Давление p и напор H связаны соотношением $p = \rho g H$.

Полное давление $p_{\text{п}}$, состоит из статического $p_{\text{ст}}$ и динамического $p_{\text{д}}$ давлений:

$$p_{\text{п}} = p_{\text{ст}} + p_{\text{д}}.$$

Динамическое давление можно определить из выражения:

$$p_{\text{д}} = \rho c_{\text{ср}}^2/2$$

Полное давление, развиваемое насосом, может быть определено из уравнения Бернулли. Полные давления на входе и выходе насоса (рис. 1) соответственно равны

$$p_{\text{п вх}} = p_{\text{вх}} + \frac{\rho c_{\text{вх}}^2}{2} + \rho g z_{\text{вх}},$$

$$p_{\text{п вых}} = p_{\text{вых}} + \frac{\rho c_{\text{вых}}^2}{2} + \rho g z_{\text{вых}},$$

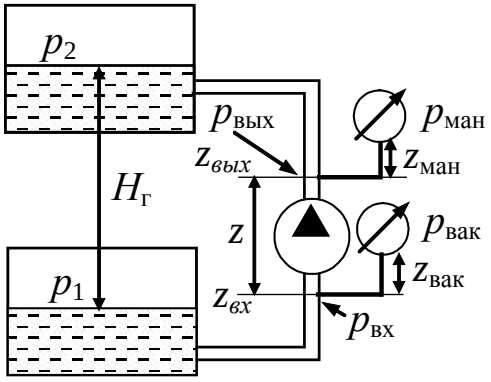

Рисунок 1

где $p_{\text{вх}}$ и $p_{\text{вых}}$ – соответственно пьезометрические давления на входе и выходе насоса, $z_{\text{вх}}$ и $z_{\text{вых}}$, $c_{\text{вх}}$ и $c_{\text{вых}}$ – высоты расположения центров входного и выходного сечений насоса и скорости потока в этих сечениях.

Полные давления на входе и выходе отличаются друг от друга на величину переданной насосом потоку энергии. Поэтому, если пренебречь гидравлическими потерями энергии в проточной полости насоса, создаваемое им давление равно

$$p = p_{\text{вых}} - p_{\text{вх}} + \frac{\rho\left(c_{\text{вых}}^2 - c_{\text{вх}}^2\right)}{2} + \rho g\left(z_{\text{вых}} - z_{\text{вх}}\right).$$

Напор, создаваемый насосом

$$H = \frac{p_{\text{вых}} - p_{\text{вх}}}{\rho g} + \frac{c_{\text{вых}}^{\,2} - c_{\text{вх}}^{\,2}}{2g} + \left(z_{\text{вых}} - z_{\text{вх}}\right).$$

Если величина слагаемого $\left(c_{\text{вых}}^{\,2} - c_{\text{вх}}^{\,2}/2g\right)$ мала, то полный напор насоса можно представить только статической частью

$$H = \frac{p_{\text{вых}} - p_{\text{вх}}}{\rho g} + \left(z_{\text{вых}} - z_{\text{вх}}\right).$$

При подключении к входному и выходному сечениям насоса манометра и вакуумметра (рис. 1) его напор может быть определен по показаниям приборов

$$H = \frac{p_{\text{ман}} + p_{\text{вак}}}{\rho g} + \left(z + z_{\text{ман}} - z_{\text{вак}}\right) + \frac{c_{\text{вых}}^{\,2} - c_{\text{вх}}^{\,2}}{2g},$$

где $p_{\text{ман}}$ и $p_{\text{вак}}$ – показания манометра и вакуумметра, $z_{\text{ман}}$ и $z_{\text{вак}}$ – превышение положения манометра и вакуумметра над точками подключения к трубопроводу, z – разность уровней сечений входа и выхода насоса.

Если известны давления в верхнем и нижнем баках, а также положение уровней жидкости в них, напор насоса определяется как

$$H = \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + H_{\text{г}} + \Delta H_{пот},$$

где $H_{\text{г}}$ – полная геометрическая высота подъема жидкости, $\Delta H_{\text{пот}}$ – потери напора во всасывающем и нагнетательном трубопроводах $\Delta H_{\text{пот}} = \Delta H_{\text{вс}} + \Delta H_{\text{нагн}}$.

Потери напора в трубопроводе определяются как

$$\Delta H_{\text{пот}} = \left(\lambda \frac{l}{d} + \sum_i \zeta_i\right) \frac{c^2}{2g},$$

где l, d – длина и диаметр трубопровода, λ - гидравлический коэффициент трения в трубах, ζ_i – коэффициенты местных сопротивлений, c – скорость жидкости в трубопроводе. Если задана эквивалентная длина $l_{\text{экв}}$ местных сопротивлений, то в данную формулу вместо l подставляется общая длина трубопровода ($l + l_{\text{экв}}$).

1.3. Мощность насоса

Полезной энергией насоса называется энергия, полученная потоком среды от рабочих органов насоса. Эта энергия равна разности энергий потока в выходном и входном патрубках нагнетателя. Полезной мощностью насоса $N_{\text{п}}$ называется полезная энергия в единицу времени.

Полезная мощность насоса может быть определена выражениями

$$N_{\text{п}} = pQ = \rho QgH = MgH\ .$$

От вала двигателя к валу насоса передается мощность на валу $N_{\text{в}}$. Мощность, передаваемая насосом потоку жидкой среды, меньше мощности, передаваемой двигателем валу насоса, на величину объемных, механических и гидравлических потерь энергии в насосе.

1.4. Коэффициент полезного действия насоса

Эффективность использования энергии насосом оценивается его полным КПД η, который определяется как отношение полезной мощности к мощности на валу насоса

$$\eta = N_{\text{п}} / N_{\text{в}}$$

В насосах потери мощности подразделяются на механические, гидравлические и объемные. В соответствии с этим вводятся понятия механического $\eta_{\text{м}}$, объемного $\eta_{\text{о}}$ и гидравлического $\eta_{\text{г}}$ коэффициентов полезного действия.

Объемные потери мощности возникают в результате утечек среды через уплотнения в насосе и перетекания жидкости из области высокого давления в области более низкого. Эти потери учитываются объемным КПД $\eta_{\text{о}}$.

Гидравлический КПД $\eta_{\text{г}}$ учитывает потери, возникающие вследствие наличия гидравлических сопротивлений в подводящем и отводящем трубопроводах, в рабочем колесе насоса.

Потери мощности на различные виды трения в рабочем органе насоса являются механическими потерями, и они учитываются механическим КПД $\eta_{\text{м}}$.

Полный КПД равен произведению гидравлического, механического и объемного КПД:

$$\eta = \eta_{\text{м}}\, \eta_{\text{г}}\, \eta_{\text{о}}.$$

1.5. Влияние частоты вращения рабочего колеса нагнетателя на параметры насоса

В предположении постоянства коэффициентов полезного действия η_o = const и $\eta_г$ = const при изменении частоты вращения $n \to n'$ параметры насоса можно пересчитать по формулам

$$\frac{Q_1'}{Q_1} = \frac{n'}{n}, \qquad \frac{H_1'}{H_1} = \left(\frac{n'}{n}\right)^2, \qquad \frac{N_1'}{N_1} = \left(\frac{n'}{n}\right)^3.$$

1.6. Высота всасывания центробежного насоса

При работе насоса иногда может нарушиться нормальный режим работы и возникнуть кавитация.

Кавитацией называется образование пузырьков газа в объеме движущейся жидкости при снижении гидростатического давления и схлопывание этих пузырьков внутри жидкости в зоне, где давление повышается.

В центробежных насосах кавитация может возникнуть на лопатках вблизи входных кромок, где пониженное давление и максимальная скорость потока жидкости. Понижение давления на входе в насос обусловлено гидравлическими сопротивлениями во всасывающем трубопроводе, необходимостью поднятия жидкости от уровня всасывания до оси насоса, а также пониженным давлением на поверхности жидкости.

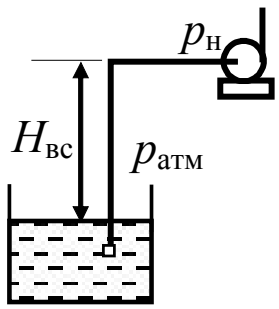

Рисунок 2.

Пусть жидкость поднимается из открытого нижнего резервуара к насосу за счет разности атмосферного давления $p_{атм}$ и давления на входе в насос $p_н$, создаваемой в результате вращения рабочего колеса (рис. 2). Помимо подъема жидкости на высоту $H_{вс}$ часть перепада давления расходуется на создание динамического напора жидкости $c_н^2/2g$ и преодоление гидравлических сопротивлений $\Delta H_{пот}$ во всасывающей трубе.

Уравнение всасывания насосом жидкости имеет вид

$$\frac{p_{атм} - p_н}{\rho g} = H_{вс} + \frac{c_н^2}{2g} + \sum H_{пот}.$$

Отсюда высота всасывания равна

$$H_{вс} = \frac{p_{атм} - p_{н}}{\rho g} - \frac{c_{н}^{2}}{2g} - \sum H_{пот}.$$

Высота всасывания зависит от давления на поверхности всасываемой жидкости. Если резервуар открытый, то она зависит от атмосферного давления, и, как следствие, от высоты местности над уровнем моря (табл. 1).

Таблица 1. Среднее атмосферное давление в зависимости от высоты местности над уровнем моря

Высота местности, м	0	100	200	400	600	800	1000	1500
Показание барометра $p_{ат}$, мм.рт.ст.	760	751	742	724	707	690	674	635
Атмосферное давление, м вод.ст.	10,33	10,21	10,1	9,85	9,61	9,38	9,16	8,63

Чтобы не возникала кавитация, давление на входе в насос всегда должно быть больше давления парообразования p_t перекачиваемой жидкости при данной температуре. При несоблюдении этого условия жидкость вскипает, и нарушается нормальная работа насоса. Давление p_t сильно зависит от температуры (табл. 2).

Таблица 2. Давление парообразования воды ($p_t/\rho g$) при разных температурах

T, ^{o}C	0	5	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	120
$\frac{p_t}{\rho g}$, м	0,06	0,09	0,12	0,24	0,43	0,75	1,26	2,03	3,18	4,83	7,15	10,3	20,2

Разрежение в насосе не должно превышать некоторый предел, учитывающий запас, обеспечивающий отсутствие кавитации. Поэтому в уравнение всасывания вводится запас на кавитацию σH, где H – полный напор, создаваемый насосом, σ – коэффициент кавитации:

$$\sigma = 0{,}001218\frac{n^{4/3}Q^{2/3}}{H},$$ (n – частота вращения колеса в об/мин.).

Таким образом, предельная высота всасывания определяется выражением

$$H_{вс}^{\ пред} = \frac{p_{ат} - p_t}{\rho g} - \frac{c_н^{\ 2}}{2g} - \sum H_{пот} - \sigma H \ .$$

Предельная высота всасывания зависит от давления на поверхности всасываемой жидкости, от ее температуры, подачи и характеристик трубопровода на участке всасывания.

При некоторых условиях высота всасывания может стать отрицательной, что требует установки насоса ниже уровня всасываемой жидкости. Возможны два различных случая расположения насоса относительно резервуара-источника жидкости (рисунок 3).

В первом случае (рисунок 3а) насос установлен выше резервуара с жидкостью, и это характерно при перекачивании жидкостей с низкой температурой. Установка на рисунке 3б предназначена для насосов, перекачивающих жидкости с высокой температурой, а также при всасывании насосами холодных жидкостей из резервуаров с пониженным давлением.

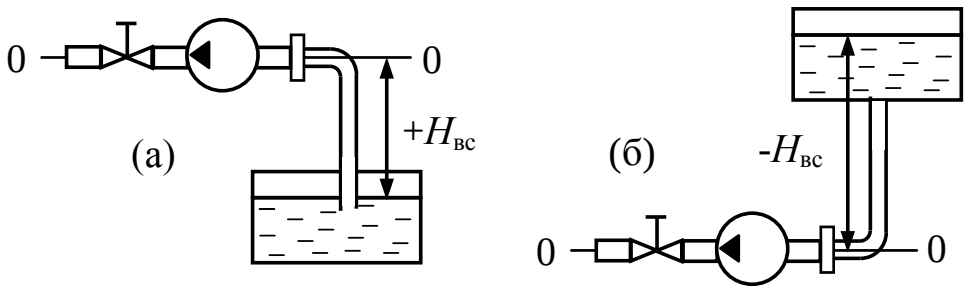

Рисунок 3.

2. РАБОЧЕЕ КОЛЕСО ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

2.1. Устройство рабочего колеса

На рисунке 4 приведен продольный разрез (вдоль оси вала) рабочего колеса центробежного насоса. Межлопастные каналы колеса образуются двумя фасонными дисками 1, 2 и несколькими лопастями 3. Диск 2 называется основным (ведущим) и составляет одно единое целое со ступицей 4. Ступица служит для жесткой посадки колеса на вал 5 насоса. Диск 1 называется покрывающим или передним. Он составляет единое целое с лопастями в насосах.

Рабочее колесо характеризуется следующими геометрическими параметрами: диаметром входа D_0 потока жидкости в колесо, диаметрами входа D_1 и выхода D_2 с лопатки, диаметрами вала $d_в$ и ступицы $d_{ст}$, длиной ступицы $l_{ст}$, шириной лопатки на входе b_1 и выходе b_2.

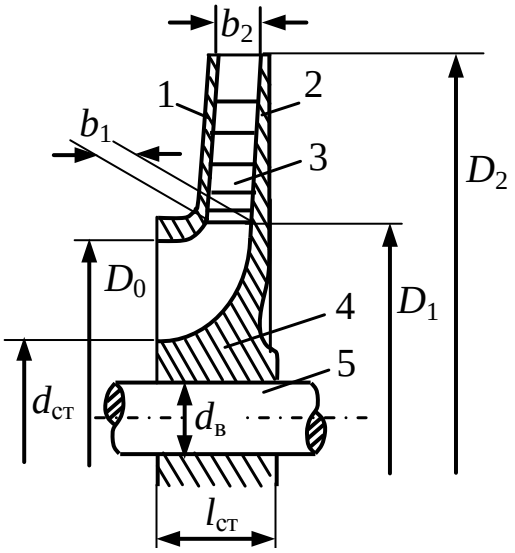

Рисунок 4. Продольный разрез рабочего колеса

2.2. Кинематика потока жидкости в колесе. Треугольники скоростей

Жидкость подводится к рабочему колесу в осевом направлении. Каждая частица жидкости движется с абсолютной скоростью $\vec{c}$. Попав в межлопастное пространство, частицы принимают участие в сложном движении.

Движение частицы, вращающейся вместе с колесом, характеризуется вектором окружной (переносной) скорости $\vec{u}$. Эта скорость направлена по касательной к окружности вращения либо перпендикулярно к радиусу вращения.

Частицы перемещаются также относительно колеса, и это движение характеризуется вектором относительной скорости $\vec{w}$, направленной по касательной к поверхности лопатки. Эта скорость характеризует движение жидкости относительно лопатки.

Абсолютная скорость движения частиц жидкости равна геометрической сумме векторов окружной и относительной скоростей

$$\vec{c} = \vec{w} + \vec{u} .$$

Эти три скорости образуют треугольники скоростей, которые можно построить в любом месте межлопастного канала.

Для рассмотрения кинематики потока жидкости в рабочем колесе принято строить треугольники скоростей на входной и выходной кромках лопатки. На рисунке 5 приведен поперечный разрез колеса насоса, на котором построены треугольники скоростей на входе и выходе межлопастных каналов.

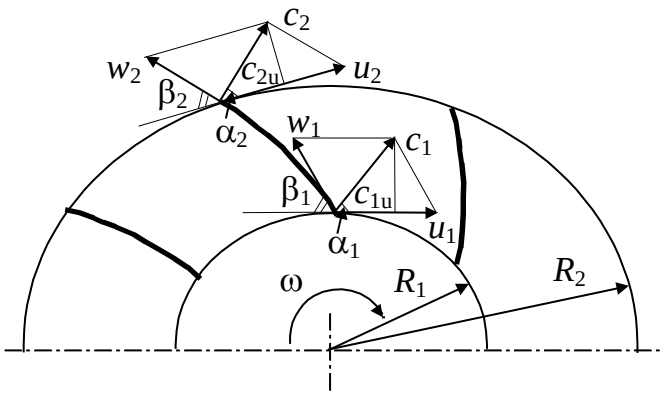

Рисунок 5. Треугольники скоростей на поперечном разрезе рабочего колеса

В треугольниках скоростей угол α – это угол между векторами абсолютной и окружной скоростей, β – угол между вектором относительной и обратным продолжением вектора окружной скорости. Углы β_1 и β_2 называются углами входа и выхода с лопатки.

Окружная скорость жидкости равна

$$u = \frac{\pi D n}{60},$$

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

Для описания потока жидкости используются также проекции скоростей c_u и c_r. Проекция c_u – это проекция абсолютной скорости на направление окружной скорости, c_r – проекция абсолютной скорости на направление радиуса (меридиональная скорость).

Из треугольников скоростей следует:

$$c_{1u} = c_1 \cos\alpha_1, \qquad c_{2u} = c_2 \cos\alpha_2,$$
$$c_{1\text{r}} = c_1 \sin\alpha_1, \qquad c_{2\text{r}} = c_2 \sin\alpha_2.$$

Треугольники скоростей удобнее строить вне рабочего колеса. Для этого выбирается система координат, в которой вертикальное направление совпадает с направлением радиуса, а горизонтальное – с направлением окружной скорости. Тогда в выбранной системе координат треугольники входа (а) и выхода (б) имеют вид, показанный на рисунке 6.

Треугольники скоростей позволяют определить величины скоростей и проекций скоростей, необходимых для расчета теоретического напора жидкости на выходе колеса нагнетателя

$$H_т = \frac{u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}}{g}.$$

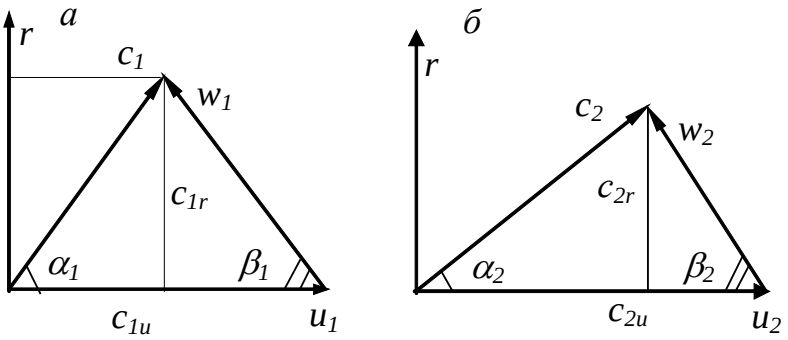

Рисунок 6

Данное выражение называется уравнением Эйлера.
Действительный напор определяется выражением

$$H = \mu \, \eta_г \, H_т,$$

где μ – коэффициент, учитывающий конечное число лопастей, $\eta_г$ – гидравлический КПД. В приближенных расчетах μ ≈ 0,8. Более точное его значение рассчитывается по формуле Стодолы.

2.3. Типы рабочих колес

Конструкция рабочего колеса определяется коэффициентом быстроходности n_s, который является критерием подобия для нагнетательных устройств и равен

$$n_s = 3{,}65 \frac{n\sqrt{Q}}{H^{3/4}}.$$

В зависимости от величины коэффициента быстроходности рабочие колеса разделяют на пять основных типов, которые показаны на рисунке 7. Каждому из приведенного типа колеса соответствуют определенные форма колеса и соотношение D_2/D_0 . При малых Q и больших H, соответствующих малым значениям n_s, колеса имеют узкую проточную полость и самое большое отношение D_2/D_0. С увеличением Q и уменьшением H (n_s возрастает) пропускная способность колеса должна расти, и поэтому его ширина увеличивается. Коэффициенты быстроходности и соотношения D_2/D_0 для различных типов колес приведены в табл. 3.

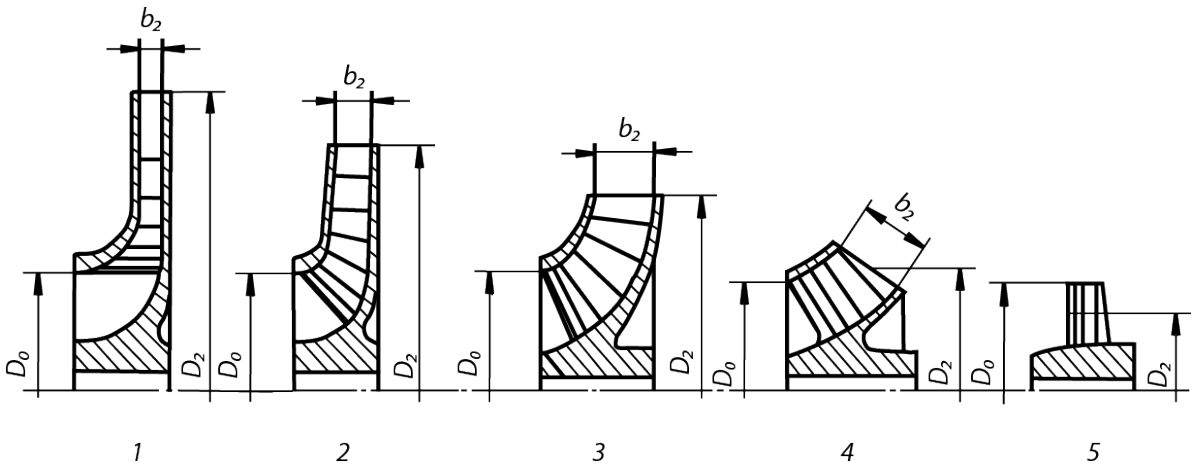

Рисунок 7. Типы рабочих колес

Таблица 3. Коэффициенты быстроходности и соотношения D_2/D_0 для колес различной быстроходности

Тип колеса	Коэффициент быстроходности n_s	Соотношение D_2/D_0
Тихоходное	40÷80	До 2,5
Нормальной быстроходности	80÷150	До 2
Быстроходное	150÷300	1,8 ÷ 1,4
Диагональное	300÷500	1,2 ÷ 1,1
Осевое	500 ÷ 1500	1

2.4. Упрощенный способ расчета рабочего колеса центробежного насоса

Заданы производительность насоса, давления на поверхностях всасываемой и нагнетаемой жидкости, параметры подключенных к насосу трубопроводов. Задача состоит в расчете колеса центробежного насоса, и включает в себя расчет основных его геометрических размеров и скоростей в проточной полости. Необходимо также определить предельную высоту всасывания, обеспечивающую бескавитационный режим работы насоса.

Начинается расчет с выбора конструктивного типа насоса. Для подбора насоса необходимо рассчитать его напор H. По известным H и Q , используя полные индивидуальные либо универсальные характеристики, приведенные в каталогах или литературных источниках (например [1, 3], подбирается насос. Выбирается частота вращения n вала насоса.

Для определения конструктивного типа рабочего колеса насоса рассчитывается коэффициент быстроходности n_s.

Определяется полный КПД насоса $\eta = \eta_м\ \eta_г\ \eta_о$. Механический КПД принимается в пределах 0,92-0,96. У современных насосов значения $\eta_о$ лежат в пределах 0,85-0,98, а $\eta_г$ – в пределах 0,8-0,96.

Коэффициент полезного действия $\eta_о$ можно рассчитать по ориентировочному выражению

$$\eta_0 = \frac{1}{1 + a n_s^{-0.66}},\ \text{где } a=0{,}68.$$

Для расчета гидравлического КПД можно использовать формулу

$$\eta_г = 1 - \frac{0{,}42}{\left(\ln D_{1п} - 0{,}172\right)^2},$$

где $D_{1п}$ – приведенный диаметр на входе, соответствующий живому сечению входа в рабочее колесо и определяемый выражением $D_{1п} = \sqrt{D_0^{\,2} - d_{ст}^{\,2}}$,

D_0 и $d_{ст}$ – соответственно диаметр входа жидкости в рабочее колесо и диаметр ступицы колеса.

Приведенный диаметр связан с подачей Q и n соотношением

$$D_{1п} = 4{,}25\sqrt[3]{Q/n}.$$

Потребляемая мощность насоса равна

$$N_в = \rho Q g H/\eta.$$

Она связана с крутящим моментом, действующим на вал, соотношением $M = 9{,}6 N_в/n$. В данном выражении единицы измерения n – об/мин.

На вал насоса в основном действует скручивающее усилие, обусловленное моментом М, а также поперечные и центробежные силы. По условиям скручивания диаметр вала рассчитывается по формуле

$$d_в = \sqrt[3]{M/\left(0{,}2\tau_{доп}\right)},$$

где τ - напряжение кручения. Его величина может задаваться в диапазоне от $1{,}2\cdot10^7$ до $2{,}0\cdot10^7$ Н/м^2.

Диаметр ступицы принимается равным $d_{ст} = (1{,}2 \div 1{,}4)\ d_в$, ее длина определяется из соотношения $l_{ст} = (1 \div 1{,}5)\ d_{ст}$.

Диаметр входа в колесо насоса определяется по приведенному диаметру

$$D_0 = \sqrt{D_{1п}^{\,2} + d_{ст}^{\,2}}.$$

С целью вынесения входной кромки рабочей лопасти из зоны поворота потока в область плоского течения диаметр входа потока на лопатку D_1 выбирается немного больше по сравнению с D_0 , и он равен

$$D_1 = D_0 + 0{,}02 \text{ (м)}.$$

Для определения параметров колеса и скоростей потока жидкости используются треугольники скоростей входа и выхода.

Окружная скорость жидкости на входе на лопатки равна

$$u_1 = \frac{\pi D_1 n}{60}.$$

Скорость входа потока жидкости в рабочее колесо

$$c_0 = \frac{4Q}{\pi\left(D_0^{\,2} - d_{\text{ст}}^{\,2}\right)\eta_{\text{о}}}.$$

Угол входа находится из треугольника скоростей входа. Предполагая, что скорость входа потока жидкости в рабочее колесо равна скорости входа на лопатку, а также при условии радиального входа, т.е. $c_0 = c_1 = c_{1r}$, можно определить тангенс угла входа на лопатку

$$\operatorname{tg}\beta_1 = \frac{c_1}{u_1}.$$

С учетом угла атаки i угол лопасти на входе $\beta_{1л} = \beta_1 + i$. Потери энергии в рабочем колесе зависят от угла атаки. Для отогнутых назад лопаток оптимальный угол атаки лежит в диапазоне от $-3 \div +4^{\circ}$.

Ширина лопасти на входе определяется на основании закона сохранения массы

$$b_1 = \frac{Q}{\pi D_1 c_1 \mu_1},$$

где μ_1 – коэффициент стеснения входного сечения колеса кромками лопастей. В ориентировочных расчетах принимается $\mu_1 \approx 0{,}8$.

При радиальном входе в межлопастные каналы ($c_{1u} = 0$) из уравнения Эйлера для напора можно получить выражение для окружной скорости на выходе колеса

$$u_2 = \frac{1}{2} c_{2r} \operatorname{ctg}\beta_2 + \sqrt{\left(\frac{c_{2r} \operatorname{ctg}\beta_2}{2}\right)^2 + \frac{gH}{\eta_{\text{г}}}}.$$

Угол β_2 выбирается в диапазоне от 15 до 40^o. Его при уточнении расчетов необходимо в дальнейшем подкорректировать так, чтобы колесо имело 8÷12 лопастей. Лопаточный угол равен $\beta_{2л} = \beta_2 + 2$.

Диаметр выхода с лопатки рассчитывается по формуле

$$D_2 = \frac{60u_2}{\pi n}.$$

Ширина лопасти на выходе определяется из закона сохранения массы при условии $c_{1r} = c_{2r}$.

Определив отношение диаметров выхода и входа $m = D_2/D_1$, можно найти

$$b_2 = b_1 \frac{D_1}{D_2}.$$

Выбор числа лопастей z производится так, чтобы обеспечить максимальный КПД. При малом числе лопастей интенсивно образуются вихревые зоны в широких межлопастных каналах, которые являются дополнительным источником потерь энергии. Если колесо имеет слишком большое число лопастей, потери увеличиваются из-за возрастания поверхностей трения. Оптимальное число лопастей рассчитывается по эмпирической формуле Пфлейдерера

$$z = 6{,}5 \frac{m+1}{m-1} \sin \frac{\beta_{1л} + \beta_{2л}}{2},$$

где $m = D_2/D_1$.

Литература к методическим указаниям по курсовой работе

1. Черкасский, В.М. Насосы, вентиляторы, компрессоры / В.М.Черкасский. – М.: Энергоиздат, 1984. – 415с.

2. Поляков, В.В. Насосы и вентиляторы / В.В.Поляков, Л.С.Скворцов. – М.: Стройиздат. – 1990. – 336 с.

3. Калинушкин, М.П. Насосы и вентиляторы / М.П.Калинушкин. – М.: Высшая школа, 1987. – 178 с.

КОНТРОЛЬ ЗНАНИЙ

Экзаменационные вопросы по дисциплине «Нагнетательные и расширительные машины»

1. Классификация нагнетателей
2. Основные типы нагнетательных устройств
3. Основные рабочие параметры нагнетателей
4. Давление и напор центробежного нагнетателя
5. Кинематика движения жидкой среды в колесе центробежного нагнетателя
6. Треугольники скоростей входа и выхода
7. Физические механизмы передачи энергии потоку среды в центробежных нагнетателях
8. Теоретический и действительный напоры центробежного нагнетателя. Уравнение Эйлера.
9. Основные уравнения для нагнетателя с радиальным входом
10. Влияние угла выхода с лопатки на напор центробежного нагнетателя
11. Три типа рабочих лопаток центробежного нагнетателя
12. Влияние угла выхода с лопатки на скоростную и статическую составляющие теоретического напора центробежного нагнетателя
13. Теоретические характеристики центробежных нагнетателей
14. Действительные характеристики центробежных нагнетателей
15. Подобие нагнетателей
16. Коэффициент быстроходности. Тип рабочих колес различной быстроходности .
17. Влияние частоты вращения рабочего колеса на характеристики нагнетателей
18. Универсальные характеристики нагнетателей
19. Работа нагнетателя в сети
20. Регулирование центробежных нагнетателей
21. Поля рабочих параметров. Сводные графики
22. Устойчивость работы нагнетателей
23. Кавитация. Высота всасывания
24. Параллельное включение нагнетателей
25. Последовательное включение нагнетателей
26. Основные размеры рабочего колеса центробежного нагнетателя
27. Подводы и отводы нагнетателей
28. Многоступенчатые и многопоточные центробежные нагнетатели
29. Осевые силы в центробежных насосах
30. Основные конструктивные узлы центробежных насосов
31. Конструкции центробежных насосов
32. Некоторые особенности центробежных вентиляторов
33. Регулирование центробежных вентиляторов
33. Осевые нагнетатели
34. Кинематика потока в осевых нагнетателях

35. Характеристики осевых нагнетателей
36. Регулирование осевых нагнетателей
37. Принцип действия поршневых насосов
38. Индикаторная диаграмма поршневого насоса
39. Индикаторные диаграммы поршневого насоса при неисправностях
40. Подача поршневого насоса
41. Мощность и КПД поршневого насоса
42. Работа поршневого насоса на сеть
43. Регулирование поршневых насосов
44. Высота всасывания поршневого насоса
45. Типы и основные параметры компрессоров
46. Термодинамика компрессорного процесса
47. Индикаторная диаграмма поршневого компрессора
48. T-S диаграмма компрессорных процессов
49. Удельная работа в компрессорном процессе. Мощность и КПД
50 Многоступенчатое сжатие в компрессорах
51. Характеристики лопастных компрессоров.
52. Регулирование поршневых компрессоров.

ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЙ РАЗДЕЛ

Содержание учебного материала

Раздел I. Основные понятия об устройствах преобразования энергии - нагнетателях

Тема 1.1. Введение. Основные параметры работы нагнетателей

Общая характеристика курса, его назначение. Общие сведения о преобразовании энергии в насосах, вентиляторах, газодувках, компрессорах.

Инновационные направления в развитии техники для перекачивания жидкостей и газов.

Классификация нагнетателей.

Основные характеристики и параметры потоков в каналах.

Основные параметры работы нагнетателей – производительность, давление, напор, мощность и КПД. Выражения для определения параметров нагнетателей.

Раздел II. Центробежные нагнетатели

Тема 2.1. Преобразование энергии в колесе центробежного нагнетателя

Физический механизм преобразования энергии в центробежном нагнетателе. Треугольники скоростей. Уравнение Эйлера. Теоретический и действительный напоры нагнетателя.

Тема 2.2. Напор нагнетателей

Параметры, влияющие на напор нагнетателя. Влияние угла входа потока в рабочее колесо. Основные уравнения для нагнетателя с радиальным входом. Влияние угла выхода с лопатки на полный, статический и динамический напоры центробежного нагнетателя. Типы лопастей.

Тема 2.3. Характеристики нагнетателей

Теоретические и действительные характеристики напора, мощности и КПД нагнетателей. Виды характеристик.

Тема 2.4. Подобие нагнетателей

Условия подобия. Перерасчет рабочих параметров нагнетателей при изменении их геометрических характеристик, условий работы, свойств среды и частоты вращения рабочего колеса. Коэффициент быстроходности.

Тема 2.5. Влияние частоты вращения колеса нагнетателя на характеристики

Влияние частоты вращения колеса нагнетателя на его характеристики. Перерасчет характеристик нагнетателей при изменении частоты вращения. Универсальные характеристики.

Тема 2.6. Работа нагнетателей в сети

Понятие сети. Характеристика сети. Аналитический и графический методы определения режима работы нагнетателя на сеть. Оптимальная работа нагнетателя.

Тема 2.7. Регулирование подачи нагнетателей

Способы регулирования подачи нагнетателей. Регулирование дросселированием сети. Частотный метод регулирования. Регулирование изменением угла входа на лопатку. Поля рабочих параметров при различных способах регулирования.

Тема 2.8. Совместная работа нагнетателей

Совместная работа нагнетателей. Параллельное, последовательное и смешанное включение нагнетателей. Определение режимов работы нагнетателя на сеть при совместной работе.

Тема 2.9. Устойчивость работы нагнетателей

Понятие устойчивой работы нагнетателей. Влияние на устойчивость работы характеристик нагнетателя и характеристик сети. Помпаж. Методы обеспечения устойчивой работы нагнетателей.

Тема 2.10. Высота всасывания центробежного насоса

Кавитация. Допустимая высота всасывания. Влияние температуры и давления на допустимую высоту всасывания. Влияние параметров насоса на допустимую высоту всасывания. Запас на кавитацию. Кавитационная характеристика насоса. Две схемы установки насосов.

Тема 2.11. Конструкции центробежных насосов и вентиляторов

Основные размеры рабочего колеса центробежного нагнетателя. Осевые усилия. Конструктивные узлы нагнетателей. Способы уплотнения подвижного вала. Магнитожидкостное уплотнение. Виброзащита. Многоступенчатые и многопоточные нагнетатели. Особенности эксплуатации нагнетателей и техники безопасности.

Раздел III. Осевые нагнетатели

Тема 3.1. Осевые насосы и вентиляторы

Преобразование энергии в осевом нагнетателе. Кинематика потока в осевых нагнетателях. Решетка профилей. Особенности рабочих характеристик

осевых машин. Регулирование осевых нагнетателей. Устойчивость работы осевых нагнетателей.

Раздел IV. Поршневые насосы

Тема 4.1. Принцип действия и параметры поршневых насосов

Поршневые насосы, их типы. Способ преобразования энергии. Теоретическая и действительная индикаторные диаграммы. Подача поршневых насосов. Неравномерность всасывания и подачи. Мощность и КПД.

Тема 4.2. Характеристики и регулирование подачи

Характеристики поршневых насосов. Работа поршневого насоса на сеть. Регулирование режима работы. Допустимая высота всасывания.

Раздел V. Компрессоры

Тема 5.1. Типы и основные параметры компрессоров

Поршневые компрессоры. Типы компрессоров. Термодинамика компрессорного процесса Процессы сжатия и расширения идеального и реального газов в компрессоре. Теоретическая и действительная индикаторные диаграммы. Влияние давления выхода на подачу компрессора. Мертвое пространство и его влияние на подачу поршневого компрессора. Мощность и КПД поршневого нагнетателя.

Тема 5.2. Характеристики и регулирование компрессоров

Характеристики компрессоров. Работа компрессора на сеть. Регулирование центробежных компрессоров. Характеристики поршневых компрессоров и методы регулирования подачи.

Тема 5.3. Многоступенчатые компрессоры

Многоступенчатое сжатие и промежуточное охлаждение. Конструктивные исполнения многоступенчатых компрессоров.

Особенности эксплуатации компрессоров и техника безопасности.

Тема 5.3. Конструктивные типы поршневых компрессоров

Конструктивные типы поршневых компрессоров. Детали и узлы поршневых компрессоров. Устройство и требования, предъявляемые к движущимся и корпусным элементам компрессора. Масла и система смазки компрессоров.

Тема 5.4. Лопастные компрессоры. Другие типы компрессоров. Выбор компрессоров и их эксплуатация

Характеристики лопастных компрессоров. Работа лопастного компрессора на сеть. Методы регулирования подачи лопастных компрессоров.

Роторные компрессоры, их конструкции и принцип действия. Параметры роторных компрессоров. Винтовые компрессоры, их конструкции и принцип действия. Параметры винтовых компрессоров.

Выбор нагнетателей. Влияние условий эксплуатации на выбор типа нагнетателя.

Особенности эксплуатации компрессоров и техники безопасности. Балансировка рабочих колес и шкивов. Системы смазки нагнетателей. Средства и методы технического контроля состояния нагнетателей.

Раздел VI. Расширительные машины

Тема 6.1. Принцип действия и устройство расширительных машин. Параметры расширительных машин.

Расширительные машины (детандеры). Классификация расширительных машин. Поршневые и лопастные расширительные машины. Область применения расширительных машин. Устройство и рабочие процессы расширительных турбомашин.

Параметры работы расширительных турбомашин и их элементов. Коэффициенты реактивности. КПД расширительных турбомашин. Элементы расчета турбодетандеров. Конструкции расширительных машин.

Список рекомендуемой литературы

Основная литература

1. Ухин, Б.В. Гидравлические машины. Насосы, вентиляторы, компрессоры и гидропривод: учебное пособие для студентов, обучающихся по направлению 08.03.01 "Строительство" / Б.В. Ухин. – Москва: Форум: ИНФРА-М, 2018. – 319 с.
2. Дячек, П. И. Насосы, вентиляторы и компрессоры: учебно-методическое пособие для студентов заочной формы обучения специальности 1-70 04 02 "Теплогазоснабжение, вентиляция и охрана воздушного бассейна" / П. И. Дячек; Белорусский национальный технический университет, Кафедра "Теплогазоснабжение и вентиляция". – Минск: БНТУ, 2022. – 53 с.
3. Рекс А.Г. Учебно-методическое пособие «Энергопреобразующие машины»: лабораторный практикум для студентов специальности 7-07-0712-02 «Теплоэнергетика и теплотехника» профилизации «Энергоэффективные технологии и энергетический менеджмент» /А.Г.Рекс. – Минск: БНТУ, 2025. – 60 с.
4. Рекс, А. Г. Энергопреобразующие машины [Электронный ресурс]: учебно-методический комплекс для студентов специальности 1-43 01 06 "Энергоэффективные технологии и энергетический менеджмент" / А. Г. Рекс; Белорусский национальный технический университет, Кафедра ЮНЕСКО "Энергосбережение и возобновляемые источники энергии". – Электрон. дан. – Минск: БНТУ, 2017. – 1 электрон. опт. диск (CD-RW). – Режим доступа: http://rep.bntu.by/handle/data/34366.
5. Рекс, А.Г. Нагнетательные и расширительные машины: учебно-методическое пособие по лабораторным работам для студентов специальности 1-36 20 01 «Низкотемпературная техника» / А.Г. Рекс. − Минск: БНТУ, 2015.− 50с.
6. Энергопреобразующие машины: методические указания к курсовой работе для студентов специальности 1-43 01 06 "Энергоэффективные технологии и энергетический менеджмент" / Белорусский национальный технический университет, Кафедра ЮНЕСКО "Энергосбережение и возобновляемые источники энергии"; сост. А. Г. Рекс. – Минск: БНТУ, 2012. – 19 с. – Режим доступа: http://rep.bntu.by/handle/data/5924.

Дополнительная литература

7. Дячек, П.И. Насосы, вентиляторы, компрессоры: Учебное пособие / П.И.Дячек. – М.: Издательство АСВ. 2011. – 432 с.
8. Поляков, В.В. Насосы и вентиляторы / В.В. Поляков, Л.С. Скворцов. – М.: Стройиздат. – 1990. – 336 с.
9. Черкасский, В.М. Нагнетатели и тепловые двигатели / В.М. Черкасский, Н.В. Калинин, Ю.В. Кузнецов, В.И. Субботин. – Москва: Энергоатомиздат, 1997. – 383 с.

10. Черкасский, В.М. Насосы, вентиляторы, компрессоры / В.М. Черкасский. – М.: Энергоиздат, 1984. – 415с.