



**Министерство образования
Республики Беларусь**

**БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ
ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ**

Кафедра «Теплогазоснабжение и вентиляция»

НАСОСЫ, ВЕНТИЛЯТОРЫ, КОМПРЕССОРЫ

**Программа дисциплины, методические указания,
задания и примеры выполнения задач
контрольной работы**

Минск 2009

Министерство образования Республики Беларусь
БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра «Теплогазоснабжение и вентиляция»

**НАСОСЫ, ВЕНТИЛЯТОРЫ,
КОМПРЕССОРЫ**

Программа дисциплины, методические указания,
задания и примеры выполнения задач контрольной работы
для студентов заочной формы обучения специальности
1-70 04 02 «Теплогазоснабжение, вентиляция
и охрана воздушного бассейна»

Минск 2009

Q

УДК ~~621.63+621.65+621.51~~(075.4)

~~ББК 31.56я7~~

Н 31

С о с т а в и т е л ь

П.И. Дячек

Р е ц е н з е н т ы :

В.М. Копко, В.А. Коротинский

Программа дисциплины, методические указания, задания на контрольные работы и примеры их выполнения для студентов заочной формы обучения специальности 1-70 04 02 «Теплогазоснабжение, вентиляция и охрана воздушного бассейна» предназначены для оказания методической помощи при изучении основных типов нагнетателей и условий их применения в области тепло- и газоснабжения, отопления, вентиляции, кондиционирования воздуха и холодоснабжения.

Издание составлено на основании базовой учебной программы дисциплины «Насосы и вентиляторы» специальности 1-70 04 02, утвержденной деканом ФЭС БНТУ 08.09.2003 г. Регистрационный номер ФЭС-53/19 баз.

© БНТУ, 2009

1. ОБЩИЕ МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

Основное назначение нагнетателя – повышение энергии жидкости (кинетической и (или) потенциальной). Приобретенная жидкостью энергия далее используется, в том числе и для целенаправленного перемещения ее по трубопроводам. Промышленность обеспечивает выпуск нагнетателей с широким спектром характеристик, отличающихся по принципу действия и по конструктивным особенностям. Число применяемых нагнетателей столь велико, что доля потребляемой ими энергии в энергетическом балансе государств является значимой величиной. Например, в СССР около 10 % производимой электроэнергии тратилось на привод насосов и вентиляторов. Значимы и объемы производства нагнетателей. Некоторые крупные транснациональные фирмы-производители выпускают около 45 000 насосов в сутки.

Пожалуй, нет ни одной области науки и техники, в которой не применялись бы нагнетатели. Практически в каждом домашнем холодильнике и каждом бытовом кондиционере работу по перемещению хладагента совершает компрессор. И только в этом случае можно говорить уже о применении сотен миллионов нагнетателей.

Насосы, вентиляторы и компрессоры являются основным и неотъемлемым элементом систем отопления, тепло- и газоснабжения, холодоснабжения, вентиляции и кондиционирования воздуха. Изучение принципа действия, устройства, характеристик и особенностей применения нагнетателей является базой для успешного освоения остальных специальных дисциплин и основой успешной производственной деятельности.

Изучение курса «Насосы и вентиляторы» является продолжением ранее начатого процесса подготовки специалистов высшей квалификации в области теплогазоснабжения и вентиляции и базируется на знаниях, полученных при изучении физики, математики, теоретической механики, механики жидкости и газа,

термодинамики, тепломассообмена и т.д. При изучении данного курса и при осуществлении практической эксплуатации нагнетателей требуются знания также в области электротехники, деталей машин, материаловедения и т.д.

Издание состоит из разделов, содержание которых имеет общий характер или посвящено одному типу нагнетателей. Для каждого из изучаемых типов нагнетателей требуется прежде всего усвоение принципа действия и теоретических основ его функционирования. После этого необходимо изучить устройство, характеристики, правила эксплуатации, способы испытания и методику подбора. Часть этих знаний студент получает и закрепляет при выполнении контрольных и лабораторных работ.

По учебному плану студент выполняет контрольную работу, во время сессии слушает краткий курс лекций, выполняет лабораторные работы и сдает экзамен.

2. ПРОГРАММА КУРСА «НАСОСЫ И ВЕНТИЛЯТОРЫ»

Наименование тем и вопросы к экзаменационным билетам по курсу «Насосы, вентиляторы, компрессоры»

№ темы	Наименование темы	Содержание
1	2	3
1	Введение. Классификация и принцип действия нагнетателей	<p>Краткий исторический обзор развития насосо- и вентиляторостроения. Применение насосов и вентиляторов в теплогазоснабжении и вентиляции. Понятие о гидравлических системах. Параметры работы нагнетателей. Энергетический и материальный баланс в системе «нагнетатель–сеть». Принципы и методы измерения производительности, давления, коэффициента полезного действия и мощности нагнетателей, а также частоты вращения рабочего колеса. Классификация нагнетателей по принципу действия, по назначению, по виду перемещаемой среды, по развиваемому давлению и производительности. Схемы, принцип действия, конструктивные элементы, достоинства и недостатки радиальных (центробежных), осевых, диаметальных, диагональных, вихревых, струйных, поршневых, шестеренных и ротационных (пластинчатых) нагнетателей. Область их использования.</p> <p>[1, с. 5–44; 2, с. 5–13; 13, с. 8–26]</p>

1	2	3
2	Теория радиальных нагнетателей	<p>Течение жидкости в колесе радиального нагнетателя. Кинематика частицы жидкости в колесе радиального нагнетателя. Переносная, относительная и абсолютная скорости. Зависимость параметров треугольника (параллелограмма) скоростей от формы лопатки. Уравнение Эйлера для лопастного колеса нагнетателя. Анализ уравнения Эйлера. Профилирование входной части лопаток, безударный вход. Режим безударного входа и его обеспечение. Коэффициент закрутки, коэффициент давления. Факторы, влияющие на коэффициент давления. Форма лопатки на выходе из колеса радиального нагнетателя, влияние ее на параметры работы нагнетателя.</p> <p>[1, с. 44–68; 2, с. 13–20; 13, с. 29–42]</p>
3	Конструкция и характеристика радиальных нагнетателей	<p>Назначение и конструкция направляющих устройств, спирального кожуха, входного и выходного каналов. Требования, предъявляемые к ним. Теоретическая характеристика нагнетателя. Связь между развиваемым давлением и производительностью. Факторы, определяющие отличие действительной характеристики от теоретической. Виды характеристик: полная, неполная, универсальная. Способы их построения. Методика испытания вентиляторов и насосов. Способы измерения давления в сетях. Характеристика нагнетателей в квадрантах.</p> <p>[1, с. 61–76, 81–87, 308–327; 4; 2, с. 13–30, 35–48; 13, с. 42–46, 52–56, 65–70, 82–88]</p>

1	2	3
		<p>Условия подбора и пересчет характеристик при изменении частоты вращения рабочего колеса, плотности перемещаемой среды и размеров рабочего колеса. Удельное число оборотов и быстроходность вентиляторов.</p> <p>[1, с. 76–81; 2, с. 33–35, 40; 13, с. 71–82].</p> <p>Акустические характеристики нагнетателей. Основной источник шума в радиальных вентиляторах. Методы борьбы с шумом.</p> <p>[1, с. 298–307; 2, с. 117–118].</p> <p>Конструкция и конструктивные исполнения вентиляторов (компоновочные схемы соединения с приводом). Привод вентиляторов. Вращение колеса и типоразмер вентилятора. Положение кожуха вентиляторов. Виброизоляторы и гибкие вставки. Исполнение вентиляторов по условиям перемещаемой среды и по условиям места установки. Специальные вентиляторы. Вентиляторы в коррозионноустойчивом и искробезопасном исполнении, их область применения и особенности конструкции. Особенности конструкции и область применения пылевых и крышных вентиляторов. Область применения общетехнических вентиляторов. Полное техническое описание вентиляторов.</p> <p>[1, с. 140–154; 2, с. 97–112, 118–119; 13, с. 206–212, 216–232]</p>

1	2	3
		<p>Балансировка рабочих колес и шкивов. Мероприятия по виброизоляции вентиляторов. Осевое давление в радиальных нагнетателях. Мероприятия по его снижению.</p> <p>[1, с. 292–297, 158–164; 2, с. 91–93, 101–102; 13, с. 59–65].</p> <p>Многоступенчатые радиальные нагнетатели.</p> <p>[1, с. 171–179, 164–167; 13, с. 56–59]</p>
4	<p>Работа нагнетателей в сети.</p> <p>Устойчивость работы</p>	<p>Характеристика сети. Сложение характеристик сетей. Способ наложения характеристики нагнетателя и сети для получения параметров совместной работы. Использование способа наложения характеристик для анализа работы нагнетателя в сети при изменении параметров системы. Понятие об устойчивости системы. Неустойчивая работа нагнетателей. Помпаж. Способы предупреждения неустойчивой работы нагнетателей. Влияние входных и выходных элементов радиального вентилятора на его характеристику.</p> <p>[1, с. 87–94, 130–133, 94–100; 2, с. 49–64, 72–74; 13, с. 46–52, 109–115]</p>
5	<p>Совместная работа нагнетателей</p>	<p>Необходимость совместной работы нагнетателей. Параллельное и последовательное включение одинаковых и различных нагнетателей. Построение суммарной характеристики при совместной работе нагнетателей. Анализ совместной работы нагнетателей на сеть. Выбор рациональной схемы соединения нагнетателей на совместную работу.</p> <p>[1, с. 100–129; 2, с. 64–71; 13, с. 101–108]</p>

1	2	3
6	Центробежные насосы и их эксплуатация	<p>Центробежные насосы. Конструктивные особенности. Испытания. Характеристики насосов. Классификация насосов по создаваемому напору, числу рабочих колес, расположению вала, способу подачи жидкости к рабочему колесу, способу соединения с электродвигателем, назначению, форме рабочих колес, способу установки. Кавитация. Причины возникновения и меры по предупреждению ее возникновения. Допустимая высота всасывания. Правила пуска насосов.</p> <p>[1, с. 154–171, 133–139; 2, с. 79–97; 13, с. 116–198, 203–206]</p>
7	Осевые нагнетатели, теория и характеристики	<p>Осевые нагнетатели. Основы теории. Кинематика частицы жидкости в колесе осевого нагнетателя. Понятие о циркуляции потока по профилю. Теорема Н.Е. Жуковского о подъемной силе элемента лопасти. Физические процессы при обтекании лопастей вентилятора и профиля Жуковского. Решетка профилей. Аэродинамические коэффициенты лопастей вентилятора. Профилирование рабочих колес осевых вентиляторов. Влияние ступицы и корпуса на работу нагнетателя. Характеристики осевых нагнетателей. Конструктивные особенности осевых вентиляторов. Их классификация, компоновка, соединение с приводом.</p> <p>Многоступенчатые осевые нагнетатели.</p> <p>[1, с. 44–50, 180–194; 2, с. 112–117; 13, с. 233–248, 249–257]</p>

1	2	3
8	Другие типы нагнетателей	<p>Диаметральные нагнетатели. Конструктивные особенности. Характеристики. Область использования. Вихревые нагнетатели. Конструктивные особенности. Характеристики, область применения.</p> <p>[1, с. 194–198, 215–221; 13, с. 391–400].</p>
9	Управление работой нагнетателей	<p>Способы воздействия на сеть, способы воздействия на нагнетатели, их технико-экономическое сравнение. Изменения числа оборотов, применение направляющих аппаратов и винтов регулируемого шага. Способы реализации этих методов.</p> <p>[1, с. 198–215; 2, с. 74–78; 13, с. 88–100, 212–216, 247–248].</p>
10	Особенности эксплуатации нагнетателей	<p>Пусковая мощность электропривода. Правила пуска осевых, центробежных нагнетателей и компрессоров. Способы пуска. Особенности включения в работу насосов. Техника безопасности и охрана труда при эксплуатации нагнетателей.</p>
11	Выбор нагнетателей	<p>Технические и экономические требования, предъявляемые к нагнетателям при выборе. Выбор требуемого типа и серии нагнетателей. Корректировка характеристики нагнетателя и характеристики сети. Выбор типоразмера нагнетателя. Учет особенностей технологического процесса и требований пожаро- и взрывоопасности при выборе нагнетателей.</p> <p>[13, с. 198–203].</p>

1	2	3
12	Струйные нагнетатели	Струйные нагнетатели (аппараты). Теоретические основы работы. Классификация. Конструктивные особенности нагнетателей, применяемых в теплогазоснабжении и вентиляции. Характеристика струйного нагнетателя. [1, с. 221–226; 2, с. 136–146; 13, с. 403–405]
13	Объемные нагнетатели. Характеристика и эксплуатация поршневых нагнетателей	Виды объемных нагнетателей. Поршневые нагнетатели. Принцип действия. Классификация. Область применения. Конструктивные особенности. Характеристики. Определение подачи машин одно- и двукратного действия. Регулирование подачи, подбор. Компрессоры. Процессы сжатия и расширения газа в компрессоре. Управление подачей поршневых нагнетателей, сглаживание пульсации подачи. [1, с. 226–263; 2, с. 120–135; 13, с. 258–283, 296–390]
14	Другие типы объемных нагнетателей	Ротационные, шестеренные, винтовые и спиральные нагнетатели. Принцип действия, классификация. Конструктивные особенности. Регулирование подачи, область применения. [1, с. 263–285; 2, с. 132–133; 13, с. 283–295]
15	Выбор привода	Выбор электродвигателей для привода нагнетателей. Определение установочной мощности электропривода. Типы электродвигателей, применяемых для привода нагнетателей. [1, с. 286–292]

ЛИТЕРАТУРА

Основная

1. Поляков, В.В. Насосы и вентиляторы / В.В. Поляков, Л.С. Скворцов. – М.: Стройиздат, 1990.
2. Карасев, Б.В. Насосные и воздухоподувные станции / Б.В. Карасев. – Минск: Вышэйшая школа, 1990.
3. Пеклов, А.А. Гидравлические машины и холодильные установки / А.А. Пеклов. – Киев: Віща школа, 1971.
4. Бромлей, М.Ф. Гидравлические машины и холодильные установки / М.Ф. Бромлей. – М.: Стройиздат, 1971.
5. Лабораторный практикум по отоплению, насосам и вентиляторам. – Минск: Ротапринт БПИ, 1989.

Дополнительная

6. Вахвахов, Г.Г. Работа вентилятора в сети / Г.Г. Вахвахов. – М.: Стройиздат, 1987.
7. Мухин, О.А. Насосы и вентиляторы: текст лекций / О.А. Мухин, П.И. Дячек. – Минск: Ротапринт БПИ, 1982.
8. Справочник проектировщика. Вентиляция и кондиционирование воздуха. – М.: Стройиздат, 1977.
9. Справочник проектировщика. Внутренние санитарно-технические устройства: в 3 ч. – М.: Стройиздат, 1992. – Ч. 3. Кн. 1. Вентиляция и кондиционирование воздуха.
10. Справочник проектировщика. Внутренние санитарно-технические устройства: в 3 ч. – М.: Стройиздат, 1992. – Ч. 3. Кн. 2. Вентиляция и кондиционирование воздуха.
11. Справочник проектировщика. Внутренние санитарно-технические устройства: в 3 ч. – М.: Стройиздат, 1990. – Ч. 1. Отопление.
12. Справочник проектировщика. Отопление, водопровод, канализация. – М.: Стройиздат, 1975.

13. Водяные тепловые сети: справочное пособие по проектированию / И.В. Беляйкина [и др.]; под ред. Н.К. Громова и Е.П. Шубина. – М.: Энергоатомиздат, 1988. – 376 с.

14. Наладка и эксплуатация водяных тепловых сетей: справочник / В.И. Манюк [и др.]. – 3-е изд. перераб. и доп. – М.: Стройиздат, 1988. – 432 с.

15. Идельчик, И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / И.Е. Идельчик. – М.: Машиностроение, 1975.

Литература для углубленного изучения курса

16. Черкасский, В.М. Насосы, вентиляторы, компрессоры / В.М. Черкасский. – М.: Энергоатомиздат, 1984.

17. Шерстюк, А.Н. Насосы, вентиляторы, компрессоры / А.Н. Шерстюк. – М.: Высшая школа, 1972.

Нормативная литература

18. Вентиляторы радиальные и осевые. Основные размеры и параметры: ГОСТ 10616.

19. Насосы. Термины и определения: ГОСТ 17398.

20. Системы вентиляционные. Методы аэродинамических испытаний: ГОСТ 12.3.018.

21. Насосы осевые. Общие технические условия: ГОСТ 9366.

22. Вентиляторы радиальные общего назначения. Общие технические условия: ГОСТ 5976.

23. Вентиляторы общего назначения. Методы определения шумовых характеристик: ГОСТ 12.2.028.

24. Вентиляторы радиальные и осевые. Методы аэродинамических испытаний: ГОСТ 10921.

25. Правила устройства, монтажа и безопасной эксплуатации взрывозащищенных вентиляторов (ПУМБЭВВ).

26. Пособие к СНиП 2.04.05. Раздел 11. Вентиляторные установки. – М., 1988.

27. Вентиляторы осевые общего назначения. Общие технические условия: ГОСТ 14442.

28. Вентиляторы крышные радиальные. Общие технические условия: ГОСТ 24814.

29. Вентиляторы крышные осевые. Общие технические условия: ГОСТ 24857.

30. Вентиляторы крышные осевые. Размеры и параметры: ГОСТ 30121.

31. Насосы динамические. Ряд основных параметров: ГОСТ 27854.

32. Насосы динамические. Методы испытаний: ГОСТ 6134.

33. Насосы центробежные консольные для воды. Основные параметры и размеры. Требования безопасности. Методы контроля: ГОСТ 22247.

34. Защита от шума: СНиП 23-03-2003. – М.: Госстрой России, 2004.

Примечание. При решении задач по выбору нагнетателей кроме приведенной здесь справочной литературы допускается использовать справочные материалы и каталоги производителей насосов и вентиляторов.

3. КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ И ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОПРОВЕРКИ

1. Классификация нагнетателей по конструктивным особенностям и по принципу действия.

2. Область применения, классификация, принцип действия, конструктивная схема и назначение основных элементов радиальных нагнетателей.

3. Область применения, принцип действия, конструктивная схема и назначение основных элементов осевых нагнетателей.

4. Область применения, принцип действия, конструктивная схема и назначение основных элементов вихревых нагнетателей.

5. Область применения, принцип действия, конструктивная схема и назначение основных элементов диаметральных нагнетателей.

6. Область применения, классификация, принцип действия, конструктивная схема и назначение основных элементов поршневых нагнетателей.

7. Область применения, классификация, принцип действия, конструктивная схема и назначение основных элементов струйных нагнетателей.

8. Область применения, принцип действия, конструктивная схема и назначение основных элементов ротационных (пластинчатых) нагнетателей.

9. Область применения, принцип действия, конструктивная схема и назначение основных элементов шестеренных и винтовых нагнетателей.

10. Виды и конструктивные схемы радиальных насосов. Назначение различных видов насосов.

11. Кинематика частицы жидкости в колесе осевого нагнетателя.

12. Кинематика частицы жидкости в колесе радиального нагнетателя.

13. Типы вентиляторов. Классификация их по конструктивным особенностям. Вентиляторы с поворотным кожухом.

14. Особенности устройства вентиляторов для перемещения агрессивных, взрыво- и пожароопасных газов.

15. Формулы для расчета производительности разных типов нагнетателей.

16. Уравнение Л. Эйлера (вывод). Коэффициенты давления и закрутки.

17. Угол установки лопатки радиального нагнетателя на выходе из колеса и его влияние на развиваемое давление (статическое и динамическое).

18. Угол установки лопатки радиального нагнетателя на входе в колесо и его влияние на развиваемое давление. Безударный вход.

19. Направляющие аппараты. Их виды и влияние на работу лопастных нагнетателей.

20. Характеристики лопастных нагнетателей (радиальных и осевых) при постоянном и переменном числе оборотов.

21. Формулы для пересчета параметров лопастных нагнетателей при изменении размеров рабочего колеса.

22. Формулы для пересчета параметров лопастных нагнетателей при изменении числа оборотов рабочего колеса и объемной массы перемещаемой жидкости.

23. Устойчивость работы лопастных нагнетателей. Помпаж.

24. Методы управления работой нагнетателей путем воздействия на сеть и способы их реализации.

25. Методы управления работой нагнетателей путем воздействия на нагнетатель и способы их реализации.

26. Параметры совместной работы нагнетателя и сети. Анализ совместной работы нагнетателя и сети.

27. Правила пуска и останова различных типов нагнетателей.

28. Классификация объемных нагнетателей, их схемы и принцип действия.

29. Графики и степень неравномерности подачи поршневых нагнетателей. Методы сглаживания пульсации подачи. Управление работой поршневых нагнетателей.

30. Явление кавитации. Причины и последствия возникновения. Как определяется допустимая высота всасывания насосов?

31. Балансировка рабочих колес и шкивов нагнетателей.

32. Полезная, потребляемая и установленная мощность привода нагнетателей. Энергетический баланс нагнетателей.

33. Причины возникновения осевого усилия у радиальных нагнетателей и меры борьбы с ним.

34. Полное техническое описание вентилятора в проектных материалах.

35. Шум нагнетателей. Параметры шума. Методы снижения уровня шума нагнетателей.

36. Вибрация нагнетателей. Причины возникновения. Методы снижения уровня вибрации нагнетателей.

37. Правила выбора нагнетателей и требования нормативных документов, которые необходимо соблюдать при выборе нагнетателей.

38. Требования к подводящим и отводящим каналам радиальных вентиляторов и их влияние на рабочие параметры.

39. Краткие сведения о характерных конструктивных особенностях вентиляторов Ц4-70 (ВР 80-70), 06-300 или ВО-14-320, ВР-100-45, ВКР.

40. Краткие сведения и характерные конструктивные особенности циркуляционных насосов, применяемых в отоплении.

4. КОНТРОЛЬНАЯ РАБОТА

4.1. Ответы на контрольные вопросы

Контрольная работа состоит из ответов на контрольные вопросы и решения двух задач.

Исходные данные к выбору контрольных вопросов. Каждый студент дает письменные ответы на четыре контрольных вопроса, которые приведены выше (раздел 3). Выбор контрольных вопросов осуществляется по последней цифре шифра. Например, студент, у которого последняя цифра шифра «3» отвечает на вопросы № 3, 13, 23, 33, при последней цифре шифра «0» даются ответы на вопросы № 10, 20, 30, 40.

Ответы на контрольные вопросы должны быть краткими и полными, т.е. без лишнего графического материала и не относящихся к теме сведений. Приводимые формулы и буквенные или символьные обозначения параметров должны иметь пояснения, включающие и размерность величин. Например:

$$N = \frac{PL}{1000\eta}, \quad (1)$$

где N – потребляемая нагнетателем мощность, кВт;

P – развиваемое давление, Па;

L – производительность, м³/с;

η – коэффициент полезного действия, относительные единицы.

В тексте ответов на контрольные вопросы должны быть ссылки на использованную литературу, перечень которой приводится в конце контрольного задания. При изучении материала курса могут быть использованы и литературные источники, не приведенные в данном методическом пособии.

При формировании ответов на контрольные вопросы запрещается приводить копии текстовых материалов. Копии графиков и рисунков должны иметь исчерпывающие пояснения.

4.2. Задача № 1

Анализ совместной работы двух насосов

При решении задачи исходные данные назначаются по двум последним цифрам шифра, которые далее представлены буквой « $N_{ш}$ ». Например, при шифре «785» $N_{ш} = 85$. Исходные данные приведены в табл. 1, а и б.

Таблица 1а

$N_{ш}$	Шифр насоса	Уравнение для вычисления характеристики сети
00-25	А	$k = 0,0031 + 0,00032N_{ш}$
26-50	Б	$k = -0,014 + 0,0008N_{ш}$
51-75	В	$k = -0,13 + 0,0031N_{ш}$
76-99	Г	$k = -0,17 + 0,026N_{ш}$

Таблица 1б

Шифр и цена насоса	Параметр	Ед. изм.	Численное значение параметра							
			96	99	99	95	90	80	68	43
«А», $C_n = 2985400$ руб., $n = 2900$ об/мин	H	м.в.ст.	96	99	99	95	90	80	68	43
	L	м ³ /ч	0	20	40	60	80	100	120	160
	η	%	0	26	45	57	63	64	63	42
	N	кВт								
«Б», $C_n = 1958800$ руб., $n = 2900$ об/мин	H	м.в.ст.	60	60	59,5	58	55	50	45	31
	L	м ³ /ч	0	10	20	30	40	50	60	70
	η	%	0	22,5	42	54	60	62	61	55
	N	кВт								
«В», $C_n = 660900$ руб., $n = 2900$ об/мин	H	м.в.ст.	33	34	33	31,5	30	27	25	18
	L	м ³ /ч	0	5	10	15	20	25	30	35
	η	%	0	36	57	62	64	62	60	50
	N	кВт								
«Г», $C_n = 594100$ руб., $n = 2900$ об/мин	H	м.в.ст.	20	21	21	20	18	15	10	—
	L	м ³ /ч	0	5	10	15	20	25	30	—
	η	%	0	25	52	64	66	60	40	—
	N	кВт								—

Перед выполнением заданий задачи № 1 в соответствии со значением $N_{ш}$ вычисляется параметр, характеризующий сопротивление сети (см. табл. 1, *a*), в которой будут работать насосы и назначается тип насоса. Например, при двух последних цифрах шифра 78 ($N_{ш} = 78$) $k = -1,2 + 0,016N_{ш} = -1,2 + 0,016 \cdot 78 = 0,048$. Тип насоса – «Г».

В этой задаче студент должен проанализировать работу двух одинаковых параллельно и последовательно соединенных центробежных (радиальных) насосов. До выполнения заданий этой задачи необходимо изучить темы 3–6, содержание которых представлено в разделе 2.

Характеристики одного насоса $H = f(L)$ и $\eta = f(L)$ ($n = 2900$ об/мин) строятся по данным табл. 1, *b* в соответствии с выбранным по значению « $N_{ш}$ » типом насоса.

Задача № 1 включает выполнение следующих заданий:

1. По характеристикам одного насоса необходимо построить характеристики совместной работы насосов при их параллельном и последовательном соединении (тема 5).

2. Рассчитать зависимости сопротивления трубопроводной сети H_c от расхода в ней воды L . Диапазон изменения расхода от $L = 0$ до $L = L_{max}$. Значение L_{max} в 1,5 раза должно превышать максимальную подачу выбранного типа насоса. Зависимость гидравлического сопротивления трубопроводов от расхода определяется уравнением

$$H_c = kL^2, \quad (2)$$

Здесь расход L в м³/ч, а методика определения значения характеристики k определена выше. Результаты расчета значений H_c сводятся в табл. 2.

Параметры сопротивления трубопроводной сети

$L, \text{ м}^3/\text{с}$	0,00	L_{max}
$H_c, \text{ м. в. ст.}$							

2. По формуле (1) следует определить величину потребляемой насосом мощности и занести полученные значения в соответствующую строку табл. 1, б. В отчете о выполнении контрольной работы приводятся только параметры выбранного по шифру насоса. При расчете давления P необходимо исходить из того, что связь между давлением P и напором H определяется зависимостью

$$P = \rho g H,$$

где ρ – объемная масса перемещаемой воды, $\text{кг}/\text{м}^3$;

g – ускорение свободного падения, $\text{м}/\text{с}^2$.

Применение формулы (1) при $L = 0$ приводит к появлению неопределенности типа 0/0. Безусловно, что при $L = 0$ (закрыт регулирующий орган на трубопроводе) привод насоса потребляет энергию, т.е. $N > 0$. Значение N при $L = 0$ следует определить путем продления графика $N = f(L)$ до пересечения с осью H . Вид кривой в районе $L \approx 0,0$ должен быть логически обоснован.

3. По данным табл. 1, б и 2 строится полная характеристика насоса $H, N, \eta = f(L)$ для представленного выше числа оборотов. В соответствии с полученной графической зависимостью $H = f(L)$ строятся характеристики последовательной и параллельной работы двух таких же насосов.

4. На построенные характеристики насосов накладывается характеристика, определяющая сопротивление трубопроводов (сети), $H_c = kL^2$ и устанавливаются:

- параметры работы одного насоса на сеть;
- параметры работы двух насосов на сеть (при параллельном и последовательном соединении);
- параметры работы каждого насоса в совместном режиме эксплуатации (для обоих вариантов соединения на совместную работу).

Результаты заносятся в табл. 3.

Таблица 3

Вид соединения насосов	Количество работающих насосов	L , $\text{м}^3/\text{ч}$	H , м.в.ст.	N , кВт	η_d	$0,9\eta_{\max}$
–	один					
Параллельное	два					
	каждый*					
Последовательное	два					
	каждый*					

* В совместном режиме эксплуатации.

5. По данным табл. 3 следует провести анализ рабочих режимов одного насоса как при индивидуальной эксплуатации, так и в режиме совместной работы на сеть. При этом нужно учитывать, что действительный КПД насоса должен удовлетворять условию $\eta_d \geq 0,9\eta_{\max}$. Анализ должен включать:

- рекомендации по выбору способа установки насосов на совместную работу в данной сети с целью максимально возможного увеличения расхода;

- расчет количества (в кВт·ч) и затрат на оплату (бел. руб.) потребляемой электроэнергии для режима индивидуальной эксплуатации насоса и режимов совместной работы (при параллельном и последовательном соединении). Результаты расчетов сводятся в табл. 4.

Расчет проводится исходя из условий, что насос (насосы) эксплуатируется в течение года, среднее число рабочих дней в году равно $\tau_{\text{дн}} = 250$, режим работы односменный, $\tau_{\text{см}} = 8$ ч.

Количество потребляемой электроэнергии определяется по зависимости

$$\sum N = \tau_{\text{дн}} \tau_{\text{см}} \frac{PL}{1000\eta_{\text{д}}}, \text{ кВт}\cdot\text{ч}, \quad (3)$$

а затраты на ее оплату – исходя из действующего на момент решения задачи тарифа оплаты за электроэнергию C_3 , руб./кВт·ч:

$$C = \sum N \cdot C_3.$$

Тариф оплаты за электроэнергию устанавливается студентом самостоятельно в соответствующей службе предприятия, на котором он работает.

При этом затраты на оплату электроэнергии, приведенные к производительности $L = 1 \text{ м}^3/\text{с}$, могут быть вычислены по формуле

$$C_L = \frac{C}{L}, \text{ руб.}/(\text{м}^3 \cdot \text{с}). \quad (4)$$

Итоговые данные по результатам решения данной задачи должны содержать:

– информацию о соответствии или несоответствии действительного КПД одного насоса условию $\eta_{\text{д}} \geq 0,9\eta_{\text{max}}$ в различных условиях работы;

– выводы по результатам анализа данных табл. 4, касающиеся степени увеличения расхода в сети при переходе на совместную работу насосов;

– сопоставление цены насоса (насосов) с затратами на оплату потребляемой электроэнергии.

Стоимость насоса, бел. руб.	Затраты, бел. руб.	Затраты на оплату электроэнергии, потребляемой одним насосом, бел. руб., при эксплуатации				
		в индивидуальном режиме	при параллельном соединении		при последовательном соединении	
			одного насоса	двух насосов	одного насоса	двух насосов
	C					
	C_L					

В тексте решения данной задачи приводятся все графические материалы анализа работы насосов, выполненные на миллиметровой бумаге или на бумаге, имеющей координатную сетку.

4.3. Задача № 2

Выбор вентилятора для работы в сети

До выполнения заданий этой задачи необходимо изучить темы 2 и 11, содержание которых представлено в разделе 2, а также приводимые ниже сведения.

В этой задаче необходимо подобрать вентилятор для работы в сети, если известны:

1) аэродинамические потери давления в сети составляют $P = 150 + 30N_{ш}$, Па;

2) расход воздуха $L = 12 - 0,1N_{ш}$, м³/с;

3) общая длина воздуховодов сети, в которой работает вентилятор, $l = 30 + 0,3N_{ш}$, м;

4) барометрическое давление в месте установки вентилятора 0,101 МПа при относительной влажности воздуха 50 %;

5) температура воздуха $t = 10 + 0,3N_{ш}$, °С.

Здесь $N_{ш}$ – две последние цифры шифра студента.

При подборе вентиляторов необходимо учитывать следующие дополнительные требования:

– при значениях $00 \geq N_{ш} \geq 50$ к установке принимают вентилятор левого вращения, при $51 \geq N_{ш} \geq 99$ – правого; в пояснениях к данному пункту необходимо привести правило оп-

ределения принадлежности вентилятора к вентиляторам правого или левого вращения.

– особенности перемещаемого воздуха учитываются следующим образом:

при $60 \geq N_{ш} \geq 69$ в воздухе содержатся пожароопасные примеси;

при $70 \geq N_{ш} \geq 79$ в воздухе содержатся пары агрессивной жидкости;

при $80 \geq N_{ш} \geq 90$ в воздухе содержатся механические примеси в количестве более 100 мг/м^3 ;

в остальных случаях вентилятор перемещает чистый воздух.

Конфигурацию подводящих и отводящих каналов вентиляторной установки студент выбирает самостоятельно, исходя из обеспечения наиболее экономичных режимов эксплуатации вентилятора.

При решении задачи студенту в отчете необходимо:

1. Привести таблицу исходных данных и методику выбора вентилятора; полное техническое описание выбранного для установки вентилятора; обоснование выбора конфигурации подводящих и отводящих каналов.

2. Показать соответствие выбранного вентилятора требованиям действующих стандартов и нормативных документов.

3. Установить цену выбранного вентилятора.

4. Рассчитать затраты на оплату электроэнергии, потребляемой приводом вентилятора за год эксплуатации, по формулам (3) и (4).

5. Рассчитать планы скоростей в рабочем колесе выбранного типа и номера вентилятора для назначенного условиями задачи режима эксплуатации. Для пылевых вентиляторов план скоростей рассчитывается только для выходного сечения межлопаточных каналов рабочего колеса, для остальных типов – для входного и выходного сечения.

Категорию исполнения вентилятора по условиям среды размещения установки студент выбирает самостоятельно, приводя в отчете соответствующую информацию.

5. МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ И ПРИМЕРЫ К ВЫПОЛНЕНИЮ КОНТРОЛЬНОЙ РАБОТЫ

5.1. Анализ параметров совместной работы двух насосов

При определении параметров совместной работы насосов или вентиляторов на общую сеть следует помнить, что единственно возможным методом решения этой задачи являются графическое построение характеристики одного нагнетателя, характеристик совместной работы нагнетателей и наложение на полученные зависимости характеристики сети.

Методика построения суммарных характеристик и анализа совместной работы нагнетателей на сеть достаточно полно изложена в учебной литературе, она отличается простотой и доступностью изложения (см. тему 5, раздел 2).

Напомним основные положения процесса построения характеристики совместной работы нагнетателей:

- при последовательной работе ординаты (давления или напора) складываются на линиях постоянной производительности;
- при параллельной работе абсциссы (производительности) складываются на линиях постоянного давления (напора).

Пример построения характеристики совместной работы насосов представлен на рис. 1.

Точки *A*, *B*, *C*, *D*, *E* определяют различные режимы работы насоса (насосов), см. тему 5, раздел 2.

Штрихами показан экстраполированный участок зависимости $N = f(L)$.

По результатам построения характеристики одного насоса и характеристик их совместной работы, а также совмещения полученных графиков с характеристикой сети далее определяются параметры рабочих точек и заполняются графы табл. 3. В приводимом здесь примере, данные по параметрам работы насоса (насосов) на сеть приведены в расположенной на поле рисунка

таблице. Расчеты затрат на оплату электроэнергии, потребляемой приводом насоса (насосов) заносятся в графы табл. 4.

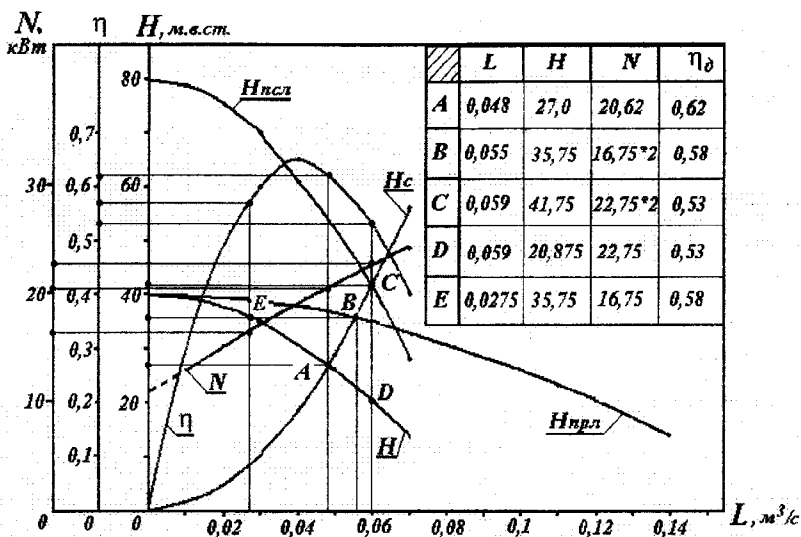


Рис. 1. Полная характеристика насоса $H = f(L)$, $\eta = f(L)$, $N = f(L)$ для $n = 1450$ об/мин. Зависимости $H = f(L)$ для условий параллельного и последовательного соединения насосов на совместную работу.

Характеристика сети $H_c = f(L)$

5.2. Методика выбора вентилятора

Процесс выбора вентилятора начинается с изучения физических, технических, экологических и санитарно-гигиенических характеристик, а также параметров взрыво- и пожароопасности перемещаемого воздуха или газа. Особое влияние на показатели перемещаемых сред могут оказывать примеси: пыль, аэрозоли, пары, газы. Важное влияние на характеристики вентилятора и привода оказывают также характеристики места их установки: геометрические параметры помещения, где предполагается их размещение; температура окружающей среды; категория поме-

щения и т.д. Категории исполнения вентиляторов и электродвигателей по климатическим параметрам окружающей среды их размещения определяются в соответствии с ГОСТ 15150.

ГОСТ 15150 определяет исполнения машин, приборов и других технических изделий для различных климатических районов, категории, условия эксплуатации, хранения и транспортирования в части воздействия климатических факторов внешней среды.

Республика Беларусь относится к макроклиматическому району с умеренным климатом $t_{\text{абс. max}} \leq +40$ °С. Климатическое исполнение для этого района обозначается идентификатором «У». В зависимости от места расположения вентилятора и электродвигателя исполнения могут быть:

- на открытом воздухе – исп. «1»;
- под навесом – исп. «2»;
- в неотапливаемых помещениях – исп. «3»;
- в отапливаемых помещениях – исп. «4»;
- в помещениях с повышенной влажностью – исп. «5».

В соответствии с широким спектром свойств перемещаемых газовых сред промышленностью выпускается и обширная номенклатура вентиляторов, предназначенных обеспечить выполнение предъявляемых требований. Выпускаемые вентиляторы можно разделить на две группы: *общего назначения (общетехнические)* и *специальные*.

Вентиляторы общего назначения предназначены для перемещения воздуха и других газопаровоздушных смесей, свойства которых должны удовлетворять следующим требованиям:

- агрессивность по отношению к углеродистым сталям обыкновенного качества не выше агрессивности воздуха;
- температура перемещаемых сред не выше 80 °С;
- не содержатся липкие вещества, волокнистые материалы, взрывающиеся газы и пары жидкостей;
- концентрация невзрывающейся пыли и других твердых примесей не более 100 мг/м³.

Для вентиляторов двухстороннего всасывания с размещением клиноременной передачи в перемещаемой среде предельная температура перемещаемых газов не должна превышать 60 °С. Температура газовых сред, перемещаемых осевыми вентиляторами, в которых электродвигатель размещается в перемещаемом потоке, не должна превышать 40 °С.

К вентиляторам специального назначения относятся *коррозионно-стойкие, взрывозащищенные, пылевые, крышные, мельничные, теплостойкие вентиляторы, дымососы, вентиляторы в тропическом исполнении* и т.д.

Коррозионно-стойкие вентиляторы применяются для перемещения воздуха и невзрывающихся газовых сред, содержащих агрессивные примеси и изготавливаются по аэродинамическим схемам общетехнических вентиляторов из материалов, стойких к агрессивному воздействию перемещаемой среды. В качестве конструкционных материалов применяются титановые сплавы, нержавеющая сталь, алюминиевые сплавы, полимерные материалы (например, винилпласт, полипропилен и т.д.). В отдельных случаях успешная защита от воздействия слабоагрессивных сред достигается и путем применения антикоррозийного покрытия проточных частей вентиляторов общетехнического назначения.

Взрывозащищенные вентиляторы применяются для перемещения неагрессивных газовых сред, содержащих взрывающуюся пыль (древесную, сахарную, табачную и т.д.), горючие газы и пары легковоспламеняющихся жидкостей и изготавливаются в соответствии со специальными требованиями. Материал и конструктивные элементы этих вентиляторов позволяют с высокой степенью вероятности исключить загорание перемещаемой вентилятором взрыво- и пожароопасной смеси. И даже в этих условиях нормативные документы (ПУМБЭВВ) требуют, чтобы фактическая концентрация взрыво- и пожароопасных примесей в перемещаемой смеси не превышала 50 % нижнего концентрационного предела распространения пламени (НКРП).

Пылевые вентиляторы применяются при содержании механических примесей в перемещаемой среде свыше 100 мг/м^3 и изготавливаются по специальным аэродинамическим схемам, рабочее колесо чаще всего содержит 6 или 8 лопастей. Максимальная концентрация механических примесей в перемещаемом воздухе устанавливается производителем.

Крышные вентиляторы (ГОСТ 24814) применяются для удаления воздуха из верхней зоны помещения через перекрытие. Промышленностью выпускаются радиальные и осевые крышные вентиляторы. Допускается работа крышных радиальных вентиляторов с короткими участками сетей.

Следует отметить, что промышленностью выпускаются и **вентиляторы с комбинированными свойствами**, например, взрывозащищенные коррозионно-стойкие, взрывозащищенные пылевые и т.д.

Теплостойкие вентиляторы, предназначенные для перемещения газовых сред с температурой не выше 200°C .

Все типы вентиляторов должны выпускаться **левого и правого вращения**. Большинство типов вентиляторов имеет **поворотный кожух**. На монтажной площадке кожух может поворачиваться относительно оси на угол кратный 45° . По конструктивной форме передачи вращательного движения от привода к рабочему колесу может быть непосредственная посадка рабочего колеса на вал привода или использоваться промежуточные регулируемые и нерегулируемые устройства (передачи). Каждой схеме передачи вращательного движения на рабочее колесо присвоен номер конструктивного исполнения. Рабочие параметры вентиляторов зависят от числа оборотов и размеров рабочего колеса. Диаметр рабочего колеса, выраженный в дециметрах, называется **номером вентилятора**.

Общие методические указания к выбору вентиляторов

Во всех случаях при выборе вентиляторов следует выполнять требования государственных нормативных документов, а

также технических условий на их применение, представляемые производителем принятого к установке изделия.

При невозможности обеспечить требуемые параметры в сети с помощью одного вентилятора к установке следует принимать несколько установленных на совместную работу, желательно, одинаковых нагнетателей. При этом при невозможности обеспечить требуемый расход в сети (L) применяется параллельное соединение вентиляторов. Производительность каждого из них равна $L_k = L/n$, где n – число принятых к установке вентиляторов. Развиваемое каждым вентилятором давление будет равно аэродинамическим потерям в обслуживаемой сети плюс аэродинамические потери в воздуховодах, объединяющих вентиляторы в групповую установку. Групповая установка различных вентиляторов на параллельную работу требует дополнительного обоснования.

При невозможности обеспечить требуемое давление в сети (P) с помощью одного вентилятора к установке следует принимать несколько последовательно установленных одинаковых вентиляторов. При этом, давление каждого из них должно быть равно $P_k = P/n$, где n – число принятых к установке вентиляторов. Производительность каждого вентилятора будет равна расходу в обслуживаемой сети. При применении совместной работы вентиляторов также необходимо учитывать дополнительные аэродинамические потери в воздуховодах, объединяющих вентиляторы в групповую установку. Групповая установка различных вентиляторов на последовательную работу тоже требует дополнительного обоснования.

Перед выбором вентилятора необходимо знать характеристику места его установки и трассировку воздуховодов. Эти сведения позволяют установить требуемое вращение рабочего колеса вентилятора и рабочее положение кожуха. При этом следует учесть, что некоторые типы вентиляторов изготавливаются с неповоротным кожухом. При отсутствии у выбранного типа вентилятора требуемого направления вращения ко-

леса или положения кожуха следует применить другой тип вентилятора или поменять трассировку вентиляционной сети.

Наличие в перемещаемом вентилятором воздухе примесей со специфическими свойствами приводит к необходимости применения вентиляторов специального назначения.

При выборе вентиляторов следует помнить, что для расширения диапазона характеристик, соответствующих условию $\eta_d \geq 0,9\eta_{\max}$, производителями при сохранении размеров корпуса один и тот же номер вентилятора может комплектоваться колесами с промежуточными диаметрами. Например, вентилятор № 8 может иметь колеса: $0,9 D_H$ ($0,9 \cdot 0,8 = 7,2$ дм); $0,95 D_H$ (7,6 дм); D_H (8 дм); $1,05 D_H$ (8,4 дм) и $1,1 D_H$ (8,8 дм).

Крышные вентиляторы выбираются по расходу удаляемого через перекрытие воздуха.

Требования, обязательные для исполнения при выборе вентиляторов:

– по техническим характеристикам и условиям применения вентилятор полностью должен удовлетворять параметрам перемещаемой среды и месту его установки;

– вентилятор должен обеспечивать безопасное ведение технологического процесса, удовлетворять требованиям охраны окружающей среды, охраны труда и техники безопасности;

– вентилятор должен обеспечивать эффективное использование потребляемой энергии; в соответствии с требованиями ГОСТ 10616 его действительный КПД должен удовлетворять условию

$$\eta_d \geq 0,9\eta_{\max} \cdot \quad (5)$$

Производительность вентилятора следует определять с учетом потерь или подсоса воздуха в воздуховодах и в вентиляционном оборудовании установки, т.е.

$$L = L_{\text{расч}} + \Delta L. \quad (6)$$

При выборе расчетной величины ΔL учитывается ее большее значение, полученное при определении подсоса в воздуховодах до вентилятора или потерь воздуха в воздуховодах после вентилятора. Величина подсоса (потерь) воздуха в воздуховодах определяется на основании данных табл. 7.1 СНБ 4.02.01 «Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха» или по данным СНиП 2.04.05. Ориентировочно можно принимать $\Delta L = 0,1L_{\text{расч}}$ при суммарной длине воздуховодов до 50 м и $\Delta L = 0,15L_{\text{расч}}$ при суммарной длине воздуховодов более 50 м.

Характеристики вентиляторов, приведенные в каталогах производителей или в справочной литературе, представлены для стандартных условий: $t = 20 \text{ }^\circ\text{C}$; $\varphi = 50 \%$; $B = 0,101 \text{ МПа}$ (760 мм рт. ст.) и $\rho = 1,2 \text{ кг/м}^3$. По этой причине расчетную величину $P_{\text{расч}}$ аэродинамических потерь давления в сети перед выбором вентилятора необходимо приводить к нормальным условиям, т.е.

$$P = P_{\text{расч}} \frac{273 + t_{\text{расч}}}{273} \frac{0,101}{B_{\text{расч}}} \frac{1,2}{\rho_{\text{расч}}}. \quad (7)$$

При этом требуется и расчет установленной мощности привода, которая может отличаться от комплектации вентилятора двигателем для стандартных условий:

$$N_3 = k_3 \frac{(1 + k_{\mu})PL}{3600 \cdot 1000 \eta_{\text{в}} \eta_{\text{п}}}. \quad (8)$$

В формулах (6), (7), (8):

$P_{\text{расч}}$ – аэродинамические потери давления в сети, Па, определяемые из условий течения в трубопроводах перемещаемого воздуха (газа), имеющего параметры, не соответствующие стандартным;

$L_{\text{расч}}$ – расход воздуха (газа) в сети, м³/ч, определяемый как сумма расчетных расходов его у потребителей без учета утечек (подсоса) через неплотности;

ΔL – расчетный подсос воздуха в сети, м³/ч;

$t_{\text{расч}}, B_{\text{расч}}, \rho_{\text{расч}}$ – расчетная температура, °С, барометрическое давление, МПа, и объемная масса перемещаемого газа, кг/м³;

N_3 – установленная мощность привода вентилятора, кВт;

K_3 – коэффициент запаса, вводимый на снижение негативного воздействия на электродвигатель пускового момента и на температурные условия эксплуатации электродвигателя [9, 10];

k – коэффициент, учитывающий вид механических примесей в перемещаемом газе;

μ – концентрация механических примесей в долях единицы;

$\eta_{\text{в}}, \eta_{\text{п}}$ – коэффициенты полезного действия вентилятора и передачи, выраженные в долях единицы.

При определении развиваемого вентилятором давления необходимо учитывать влияние на его аэродинамический режим подводящих и отводящих каналов [1, с. 94–100].

Вентиляторной установкой называют вентилятор с присоединенными элементами сети, находящимися на расстоянии 5 калибров от входного и 3 калибра от выходного патрубков вентилятора [25]. Эти участки сети имеют собственное аэродинамическое сопротивление и, кроме того, влияют на характер течения жидкости в нагнетателе, изменяя параметры его работы (P, L, η). Течение перемещаемой газовой среды в проточных частях вентилятора, и особенно характер распределения её по периметру рабочего колеса, наиболее существенно зависит от поля скоростей во всасывающей трубке, которое формируется в подводящих каналах. Например, при подводе воздуха к вентилятору с помощью отвода (рис. 2) и при производительности вентилятора, равной L^* (соответствует $\eta = \eta_{\text{max}}$ по каталожной характеристике), часть периметра колеса работает на режиме

$L > L^*$, а часть – на режиме $L < L^*$. Естественно, что действительный КПД вентилятора в этом случае будет меньше максимального. Это видно по характеру зависимости $\eta = f(L)$ (рис. 3).

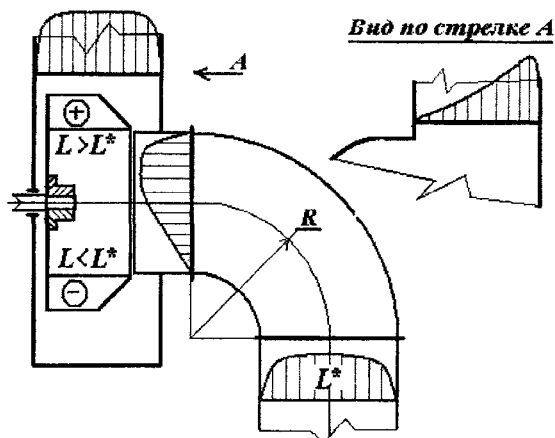


Рис. 2. Схема эпор скоростей воздушных потоков при перемещении воздуха вентилятором

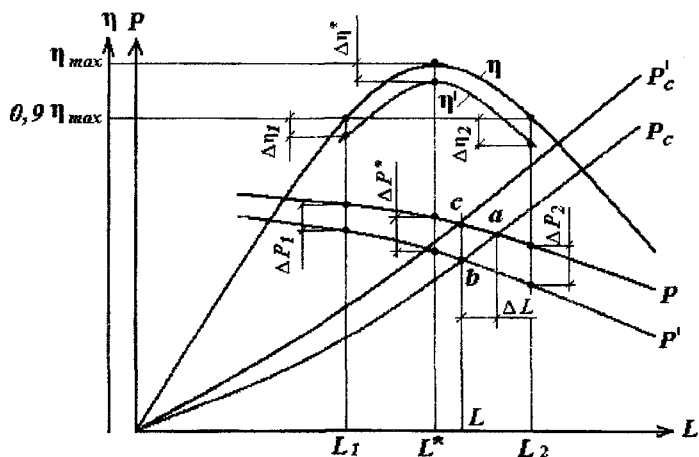


Рис. 3. Каталожные параметры вентилятора (P, η) и параметры вентилятора с учетом влияния на режим работы подводящих и отводящих каналов (P', η')

Параметры отводящего канала тоже оказывают влияние на характер распределения скоростей в рабочем колесе, а значит, и влияют на его характеристику. По указанным выше причинам характеристики $N = f(L)$, $P = f(L)$, $\eta = f(L)$ в условиях конкретной вентиляционной системы могут отличаться от зависимостей, представленных в каталогах и справочниках.

Особо значимо влияние подводящих каналов на параметры вентиляторов с загнутыми вперед лопатками. У вентиляторов данного типа снижение развиваемого давления может быть до уровня 50 % от значения, представленного в каталогах и справочниках. По этим причинам при выборе вентиляторов необходимо учитывать указанные обстоятельства и вносить корректировку в каталожные характеристики вентиляторов, а также осознанно назначать конфигурацию подводящих и отводящих каналов.

Снижение давления, развиваемого вентилятором вследствие влияния подводящих и отводящих каналов на аэродинамический режим проточных частей, определяется по выражению.

$$\Delta P = (\zeta_{\text{вх}} + \zeta_{\text{вых}}) P_{dV}, \quad (9)$$

где динамическое давление потока в нагнетающем патрубке вентилятора P_{dV} определяется по зависимости

$$P_{dV} = \left(\frac{L_i}{3600ab} \right)^2 \frac{\rho}{2} = \left(\frac{L_i}{3600F_{\text{вых}}} \right)^2 \frac{\rho}{2}, \quad (10)$$

где L_i – производительность нагнетателя, $\text{м}^3/\text{ч}$;

a, b – размеры выходного патрубка вентилятора;

$F_{\text{вых}} = ab$ – площадь выходного патрубка вентилятора, м^2 ;

$\zeta_{\text{вх}}, \zeta_{\text{вых}}$ – коэффициенты местных сопротивлений соответственно подводящего и отводящего каналов вентилятора.

При определении ΔP значение L_i назначается для режимов, соответствующих $\eta = \eta_{\max}$ и $\eta = 0,9\eta_{\max}$, которым соответствует производительность вентилятора $L_i = L_1, L^*$ и L_2 (см. рис. 3).

Влияние подводящих и отводящих каналов на величину снижения КПД вентилятора можно определить по зависимости

$$\eta' = \eta(1 - \Delta\bar{\eta} - \zeta_{\text{ввых}} \frac{P_{dv}}{P}), \quad (11)$$

где η' – КПД вентиляторной установки (с учетом влияния подводящего и отводящего каналов);

η – каталожное значение КПД вентилятора;

P – каталожное значение полного давления вентилятора.

Значение η' определяется тоже для трех значений производительности, т.е. L_1, L^* и L_2 (см. рис. 3).

Параметры $\zeta_{\text{вх}}$, $\zeta_{\text{ввых}}$ и $\Delta\bar{\eta}$ представлены в приводимых в приложении таблицах в зависимости от вида подводящего и отводящего канала и формы лопаток на выходе из рабочего колеса.

Пример выбора вентилятора

Исходные данные (вариант 1):

– вентилятор предназначен для перемещения условно чистого воздуха, без волокнистых, агрессивных и взрыво- и пожароопасных примесей;

– место установки вентилятора по ГОСТ 15150: умеренные климатические условия (открыто, не защищен от воздействия атмосферных осадков; под навесом; в техническом помещении и т.д. по выбору студента);

– сведения по трассировке воздухопроводов, позволяющие назначить положение кожуха вентилятора и исполнение вентилятора по вращению рабочего колеса;

– расчетные аэродинамические потери в сети (без учета влияния на работу системы подводящих и отводящих каналов) – 920 Па;

– расчетный расход воздуха $L_{\text{расч}} = 27\,275 \text{ м}^3/\text{ч}$;

– суммарная длина магистральных воздуховодов и ответвлений вентиляционной системы – 45 м;

– расчетное барометрическое давление наружного воздуха – 0,099 МПа (745 мм рт.ст.);

– относительная влажность перемещаемого воздуха – 50 %;

– температура перемещаемого воздуха – 30 °С; воздух без механических, взрыво- и пожароопасных и агрессивных примесей, объемная масса воздуха при этой температуре – 1,165 кг/м³;

– подводящий канал вентилятора выполнен по схеме 2 (табл. П2.1, П2.2), отводящий – по схеме 1 (рис. П2.1).

Решение задачи

Производительность вентилятора с учетом потерь воздуха в нагнетающих воздуховодах и подсоса его во всасывающих воздухопроводах [8, с. 288–291; 9, с. 245–249]:

$$L = 27275 + 0,1 \cdot 27275 = 30000 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Давление вентилятора, приведенное к нормальным условиям [8, с. 288–291; 9, с. 245–249]:

$$P = 920 \cdot \frac{273 + 30}{293} \cdot \frac{0,101}{0,099} \cdot \frac{1,2}{1,165} = 1000 \text{ Па}.$$

Пересчет давления обусловлен отличием температуры, барометрического давления и объемной массы перемещаемого воздуха от условий, для которых построены каталожные характеристики вентиляторов [8, с. 288–291; 9, с. 245–249].

Предварительно по сводному графику характеристик вентиляторов, например, по [8, с. 381], установлено, что эти парамет-

ры могут обеспечить вентиляторы Ц4-70 № 10 и № 12,5. Далее по каталогу производителя этой серии вентиляторов (современная маркировка ВР-80-70-10 и ВР-80-70-12,5) находим их характеристики (рис. 4). Последняя цифра в данной буквенно-цифровой маркировке представляет номер (типоразмер) вентиляторов (диаметр рабочих колес у этих вентиляторов равен соответственно 10 и 12,5 дм). В этом же каталоге в прилагаемых графических материалах представлены размеры основных элементов вентиляторов.

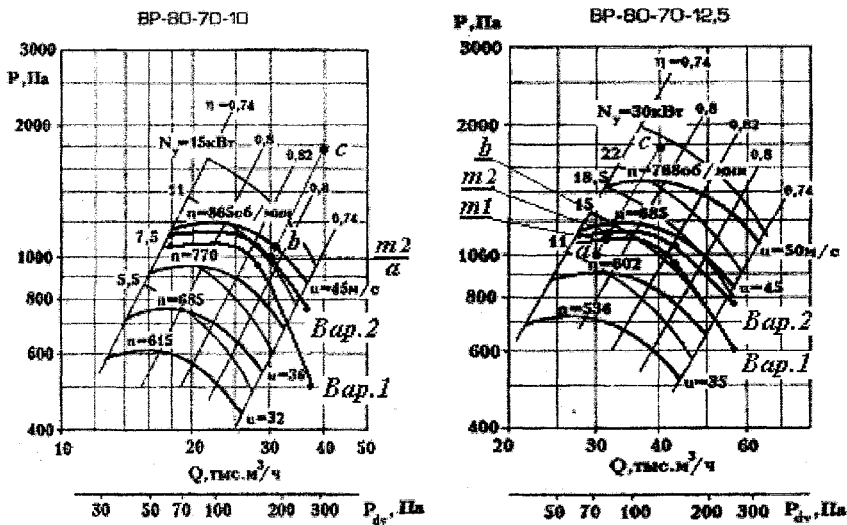


Рис. 4. Характеристики вентиляторов ВР-80-70-10 и ВР-80-70-12,5 с нанесением характеристики сети (линия $a-c$); скорректированные характеристики вентиляторов ВР-80-70-10 и ВР-80-70-12,5 в соответствии с вариантами 1 и 2 исходных данных по схемам подвода и отвода воздуха

При отсутствии сводных графиков следует путем перебора назначить один или несколько типоразмеров вентиляторов, которые могут обеспечить заданные значения L и P .

При выполнении контрольной работы студент может использовать и другие справочные материалы, в том числе и информацию [8-10].

На характеристики вентиляторов ВР-80-70-10 и ВР-80-70-12,5 наносим точки с координатами $L = 30000 \text{ м}^3/\text{ч}$ и $P = 1000 \text{ Па}$. Точки обозначены буквой «а» (см. рис. 4). Устанавливаем, что вентилятор ВР-80-70 № 10 может обеспечить заданные параметры при $n = 865 \text{ об/мин}$, а вентилятор ВР-80-70 № 12,5 – при $n = 685 \text{ об/мин}$.

Выбранные к установке вентиляторы имеют загнутые назад лопасти (рис. П1.1). По рис. 4 устанавливаем, что их максимальный КПД равен $\eta_{\max} = 0,82$, соответственно $0,9\eta_{\max} = 0,9 \cdot 0,82 = 0,74$. Значение $\eta = 0,74$ является минимально допустимым при эксплуатации данных вентиляторов (ГОСТ 10616). На характеристиках вентиляторов (см. рис. 4) представлена, таким образом, только зона параметров, удовлетворяющая требованиям ГОСТ 10616, а именно $\eta \geq 0,9\eta_{\max}$.

Исходя из уравнения, применяемого для описания зависимости сопротивления вентиляционной сети от расхода в ней воздуха $P_c = kL^2$ для значений $L = 30000 \text{ м}^3/\text{ч}$ и $P_c = 1000 \text{ Па}$ находим значение коэффициента $k = P_c / L^2 = 1000 / 30000^2 = 1,111 \cdot 10^{-6}$. Далее, например, для значения $L = 40000 \text{ м}^3/\text{ч}$ вычисляем $P_c = 1,111 \cdot 10^{-6} \cdot 40000^2 = 1778 \text{ Па}$. Точку с этими координатами (точка *c* на рис. 4) тоже наносим на характеристики этих вентиляторов. Линия *a–c* на данных графиках в первом приближении показывает участок характеристики сети, для работы на которой подбирается вентилятор. Пересечение характеристики сети с характеристиками вентиляторов (точки *b*) и позволяет предварительно определить рабочие точки данных вентиляторов при эксплуатации их в данной сети (без учета влияния на режим работы подводящих и отводящих каналов).

Для вентиляторов ВР-80-70-10 и ВР-80-70-12,5 и принятых для анализа чисел оборотов рабочего колеса для режимов L_1 , L^* и L_2 с учетом назначенных схем подвода и отвода воздуха

(вариант 1) определим по табл. П2.1 и П2.3 значения $\zeta_{\text{вх}}$, $\zeta_{\text{вых}}$ и $\Delta\bar{\eta}$. Для вентилятора ВР-80-70-10, например, $L_1 = 18000$, $L^* = 28000$ и $L_2 = 38000$ м³/ч. Результаты этой работы сведены в табл. 5.

Таблица 5

Вентилятор	a, мм	b, мм	$F_{\text{вых}}, \text{м}^2$	Параметр	Вариант 1			Вариант 2		
					L_1 $\eta =$ = 0,74	L^* $\eta_{\text{max}} =$ = 0,82	L_2 $\eta =$ = 0,74	L_1 $\eta =$ = 0,74	L^* $\eta_{\text{max}} =$ = 0,82	L_2 $\eta =$ = 0,74
ВР-80-70-10, 865 об/мин	700	700	0,49	$L, \text{м}^3/\text{ч}$	18000	28000	38000	18000	28000	38000
				$P, \text{Па}$	1150	1100	850	1150	1100	850
				$\zeta_{\text{вх}}$	1	1	1	0,2	0,3	0,3
				$\zeta_{\text{вых}}$	0,6	0,2	0,3	0,1	0,1	0,1
				$\Delta\bar{\eta}$	0,08	0,08	0,2	0,01	0,04	0,07
				$\Delta P, \text{Па}$	100	181	362	19	60	111
				η'	0,66	0,73	0,52	0,73	0,78	0,66
ВР-80-70-12,5, 685 об/мин	875	875	0,766	$L, \text{м}^3/\text{ч}$	28000	42000	48000	28000	42000	48000
				$P, \text{Па}$	1150	1100	840	1150	1100	840
				$\zeta_{\text{вх}}$	1	1	1	0,2	0,3	0,3
				$\zeta_{\text{вых}}$	0,6	0,2	0,3	0,1	0,1	0,1
				$\Delta\bar{\eta}$	0,08	0,08	0,2	0,01	0,04	0,7
				$\Delta P, \text{Па}$	99	167	236	19	56	73
				η'	0,66	0,73	0,54	0,73	0,78	0,67

Снижение давления вентилятора ВР-80-70-10 для режима работы $L = L_1$ определим по формулам (9), (10):

$$\Delta P = (\zeta_{\text{вх}} + \zeta_{\text{вых}}) P_{dV} = (1 + 0,6) \left(\frac{18000}{3600 \cdot 0,49} \right)^2 \frac{1,2}{2} = 1,6 \cdot 62,5 = 100 \text{ Па},$$

а КПД вентиляторной установки по формуле (11):

$$\eta' = \eta(1 - \Delta\bar{\eta} - \zeta_{\text{вых}} \frac{P_{dv}}{P}) = 0,74 \left(1 - 0,08 - 0,6 \frac{62,5}{1150} \right) = 0,66,$$

где 0,49 – площадь выхлопного отверстия вентилятора ВР-80-70-10, которая устанавливается по каталогу производителя или по справочной литературе.

Значение P_{dv} можно определить и по шкале, расположенной в нижней части рис. 4.

Результаты проведенного расчета значений ΔP и η' , а также определение этих параметров для режимов L^* и L_2 вентилятора ВР-80-70-10 и для режимов L_1 , L^* и L_2 вентилятора ВР-80-70-12,5 сведены в табл. 5. Полученные результаты позволили по аналогии с рис. 3 получить скорректированные характеристики вентиляторов ВР-80-70-10 и ВР-80-70-12,5 (см. рис. 4) для варианта 1 конфигурации подводящих и отводящих каналов.

Приведенные на рис. 4 результаты показывают, что вентилятор ВР-80-70-10 при назначенных подводящих и отводящих каналах по варианту 1 не может обеспечить требуемый расход воздуха в данной сети, т.к. точка a лежит выше скорректированной характеристики работы вентилятора. Вентилятор ВР-80-70-12,5 (рабочая точка m) при $n = 685$ об/мин с некоторым запасом обеспечит подачу требуемого количества воздуха в данную вентиляционную систему.

Определим параметры работы вентиляторов при другой конфигурации подводящих и отводящих каналов (**вариант 2**). Принято, что подводящий канал вентилятора выполнен по схеме 3 при $n = 1,5$ и $\bar{l} = 1,4$ (табл. П2.1), а отводящий – по схеме 3 (см. рис. П2.1). В остальном исходные данные не менялись.

Результаты расчетов, аналогичные вышеприведенным, тоже представлены в табл. 5, а скорректированные характеристики – на рис. 4. Параметры работы вентиляторов (рабочие

точки m_2) для этого варианта конфигурации подводящих и отводящих каналов представлены в табл. 5.

Результаты определения реальных параметров работы данных вентиляторов в сети при различных вариантах подводящих и отводящих каналов представлены в табл. 6. Здесь же даны результаты расчета затрат на оплату электроэнергии, потребляемой вентиляторами за 1 год эксплуатации при односменной работе 250 дней в году.

Количество потребляемой электроэнергии определяется по зависимости

$$\sum N = \tau_{\text{дн}} \tau_{\text{см}} \frac{PL}{1000 \cdot 3600 \cdot \eta}, \text{ кВт}\cdot\text{ч}, \quad (12)$$

а затраты на ее оплату ($C = N \cdot C_3$) – исходя из действующего на момент решения задачи тарифа оплаты за электроэнергию C_3 , руб./кВт·ч. В табл. 6 представлены результаты расчета « C » для $C_3 = 240$ руб./кВт·ч.

Анализ соответствия параметров данных вентиляторов требованиям ГОСТ 10616, а именно $\eta_{\text{д}} \geq 0,9\eta_{\text{max}} = 0,9 \cdot 0,82 = 0,738$, показывает, что оба они соответствуют требованиям данного нормативного документа.

Затраты на оплату потребляемой приводом вентиляторов электроэнергии имеют существенные отличия. И объясняется это прежде всего превышением реальных потерь давления ΔP и расхода воздуха ΔL в сети над требуемыми значениями этих параметров. Цена вентилятора ВР-80-70 № 10 с двигателем мощностью 11 кВт в г. Минске составляет ≈ 5 млн руб. По данным табл. 6 видно, что при односменной эксплуатации ежегодные затраты на оплату потребляемой электроэнергии примерно равны стоимости вентилятора. Вентилятор ВР-80-70 № 10 имеет минимальные показатели по потреблению электроэнергии и стоимость его на 3 млн руб. ниже стоимости ВР-80-70 № 12,5 требуемой комплектации.

Таблица 6

Вентилятор	Характер подводящих и отводящих каналов	Цена вентилятора в Республике Беларусь, млн руб.	P , Па	L , м ³ /ч	η_{\max}	η^*	N_y , кВт	$N_{\text{пор}}$, кВт	ΔL , %	ΔP , %	C_3 , млн руб.
ВР-80-70 № 10 $n = 865$ об/мин	В предположении, что $\zeta_{\text{вх}} = 0$, $\zeta_{\text{вых}} = 0$ и $\Delta \bar{\eta} = 0$	4,2	1070	31 000	0,82	0,81	15	11,45	3,3	7	5,46
ВР-80-70 № 12,5 $n = 685$ об/мин		6,6	1200	32 500	0,82	0,77	18,5	14,07	8,3	20	6,753
ВР-80-70 № 10 $n = 865$ об/мин	Вариант 1: подвод воздуха по схеме 2, отвод по схеме 5	4,2	Не обеспечивает требуемый расход воздуха в сети								
ВР-80-70 № 12,5 $n = 685$ об/мин			6,6	1080	31000	0,82	0,74	15	12,56	3,3	8
ВР-80-70 № 10 $n = 865$ об/мин	Вариант 2: подвод воздуха по схеме 3 при $n = 1,5$ и $l = 1,4$, отвод по схеме 7	4,2	Не обеспечивает требуемый расход воздуха в сети								
ВР-80-70 № 12,5 $n = 685$ об/мин			4,2	1150	32000	0,82	0,74	15	13,81	6,7	15

Определяется путем интерполяции по строкам значений η^ в табл. 5 в зависимости от значения L , приведенного в табл. 6. Например, по варианту 1 конфигурации подводящих и отводящих каналов вентилятор ВР-80-70 № 12,5 имеет производительность 31000 м³/ч, которая находится в интервале $L_1 = 28000 \dots L_2 = 42000$ м³/ч. Интерполяция между соответствующими значениями КПД ($\eta_1 = 0,73$ и $0,78$) позволила установить действительный КПД вентилятора для этого режима работы $\eta_d \approx 0,74$.

Окончательное решение

К установке принимается конфигурация подводящих и отводящих каналов по варианту 2, а также вентилятор ВР-80-70 № 10 с колесом $D_{\text{н}}$; $P = 1000$ Па; $L = 30000$ м³/ч; $n = 865$ об/мин; $N_3 = 11$ кВт; $\eta_{\text{д}} = 0,81^*$; $\eta_{\text{max}} = 0,82$; 6-го конструктивного исполнения (по ГОСТ 5976); левого (или правого) вращения; положение кожуха (указывается положение кожуха по ГОСТ 5976).

Вентилятор удовлетворяет условию $\eta_{\text{д}} \geq 0,9\eta_{\text{max}}$.

* Сопротивление подводящих и отводящих каналов с учетом их влияния на характеристику вентилятора отнесено к сопротивлению сети; КПД вентиляторной установки равен $\approx 0,76$.

Параметры привода вентилятора устанавливаются производителем. При необходимости собственного выбора параметров привода этот процесс осуществляется в следующей последовательности:

– назначается мощность электродвигателя в соответствии с зависимостью (8);

– по требуемому числу оборотов рабочего колеса вентилятора и фактическому числу оборотов принятого к установке электродвигателя выбираются диаметры шкивов вентилятора и привода;

– в соответствии с рекомендациями по расчету клиноременных передач назначается сечение клинового ремня;

– уточняется диаметр шкивов в соответствии с выбранным сечением ремня (для каждого сечения ремня устанавливается минимально допустимый диаметр шкива);

– в соответствии с линейной скоростью движения ремня и его сечением определяется количество ремней, необходимое для передачи мощности от электродвигателя к вентилятору.

Примечание. Методику расчета клиноременных передач см., например: Справочник монтажника. Монтаж вентиляционных систем. М.: Стройиздат. 1978. Методика выбора пара-

метров клиноременных передач приводится в справочниках конструктора, а также в методических и справочных материалах производителей клиновых ремней.

Для выбранного вентилятора в рамках контрольной работы студент также рассчитывает план скоростей в рабочем колесе. Расчет плана скоростей следует производить после изучения темы 2 раздела 2. Конструктивная схема рабочего колеса вентиляторов серии ВР-80-70, необходимая для расчета плана скоростей, приведена на рис. П1.1.

В табл. 7 приведены акустические характеристики вентиляторов.

Таблица 7

Вентилятор	n , об/мин	Значение L_{p1} , дБ в октавных полосах, Гц								L_{pA} , дБА
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
ВР-80-70 № 10	865	95	98	94	92	89	84	77	68	94
ВР-80-70 № 12,5	685	97	100	96	94	91	86	79	70	97

Примечания:

– акустические характеристики измерены со стороны нагнетания при номинальном режиме работы вентиляторов ($L = L^*$, $\eta = \eta_{max}$). На стороне всасывания уровни звуковой мощности на 3 дБ ниже уровней, приведенных в табл. 7;

– на границах рабочего участка аэродинамической характеристики ($\eta = 0,9\eta_{max}$) уровни звуковой мощности на 3 дБ выше уровней звуковой мощности, соответствующих номинальному режиму работы вентиляторов.

Уровень шума вентиляторов превышает установленные нормы для производственных помещений и для жилой застройки. По этой причине при разработке системы вентиляции, обслуживаемой данными вентиляторами, необходимо предусмотреть мероприятия по защите персонала и прилегающей территории от шума [35].

5.3. Упрощенная методика выбора вентиляторов

При выборе вентилятора студент может воспользоваться излагаемой ниже упрощенной методикой. При этом в отчете о выполнении задачи № 2 необходимо привести материалы, поясняющие влияние подводящих и отводящих каналов на параметры работы вентиляторов.

Анализ данных, приведенных на рис. 3, показывает, что выбор вентилятора можно провести и без корректировки характеристики. Величину ΔP (зависимость (9)) можно не вычитать из характеристики вентилятора, а добавить к сопротивлению сети, т.е.

$$P'_c = P_c + \Delta P. \quad (13)$$

Исходные данные к приводимому здесь примеру определены выше ($P = 1000$ Па, $L = 30000$ м³/ч).

Для вентилятора ВР-80-70-10 с $n = 865$ об/м при $L_1 = 18000$, $L^* = 28000$, $L_2 = 38000$ м³/ч и $L = 30000$ м³/ч путем линейной интерполяции по данным табл. 5 определяем, что $\zeta_{\text{вх}} = 0,3$; $\zeta_{\text{вых}} = 0,1$; $\Delta \bar{\eta} = 0,046$.

По формулам (9), (10), (11), (12)

$$\begin{aligned} \Delta P &= (\zeta_{\text{вх}} + \zeta_{\text{вых}}) P_{dV} = (0,3 + 0,1) \left(\frac{30000}{3600 \cdot 0,49} \right)^2 \frac{1,2}{2} = \\ &= 0,4 \cdot 173,47 = 69 \text{ Па;} \end{aligned}$$

$$\eta' = \eta (1 - \Delta \bar{\eta} - \zeta_{\text{вых}} \frac{P_{dV}}{P}) = 0,81 \left(1 - 0,046 - 0,1 \frac{173,47}{1069} \right) = 0,76;$$

$$P'_c = P_c + \Delta P = 1000 + 69 = 1069 \text{ Па.}$$

Находим значение коэффициента $k = P'_c / L^2 = 1069 / 30000^2 = 1,188 \cdot 10^{-6}$. Далее по аналогии с вышеприведенным примером для значения $L = 40\,000 \text{ м}^3/\text{ч}$ вычисляем $P_c = 1,188 \cdot 10^{-6} \cdot 40000^2 = 1901 \text{ Па}$. Точки с координатами $P'_c = 1069 \text{ Па}$, $L = 30\,000 \text{ м}^3/\text{ч}$ и $P'_c = 1901 \text{ Па}$, $L = 40\,000 \text{ м}^3/\text{ч}$ (соответственно точки a и c на рис. 5) наносим на характеристику вентилятора ВР-80-70-10. Линия $a-c$ на данном графике в первом приближении показывает участок характеристики сети, для работы на которой подбирается вентилятор. Пересечение характеристики сети с характеристикой вентилятора (точка b) и позволяет определить рабочую точку данного вентилятора при эксплуатации в данной сети (с учетом влияния на режим работы подводящих и отводящих каналов). В данном примере точки a и b совпадают (в пределах точности определения их положения по данному графику).

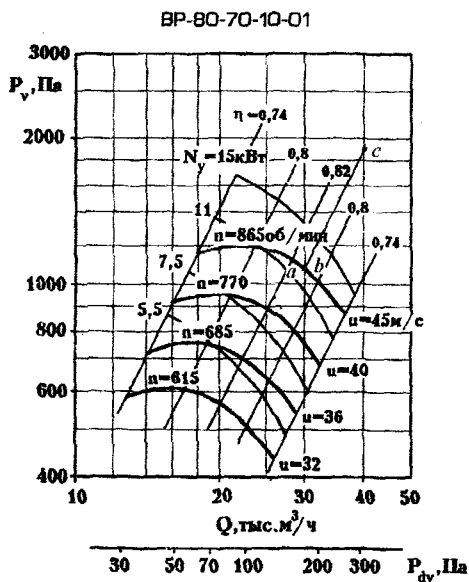


Рис. 5. К упрощенной методике выбора вентилятора

Упрощенная методика выбора вентилятора не позволяет определить графически скорректированное значение КПД и давления вентилятора, однако она в такой же степени, как и приведенная выше методика по [25], позволяет определить действительный расход воздуха в сети. Действительное значение КПД в данном случае необходимо определять расчетным путем.

Потребляемая вентилятором мощность равна (формула 1)

$$N = \frac{1069 \cdot 30000}{1000 \cdot 3600 \cdot 0,76} = 11,72 \text{ кВт.}$$

На $1 \text{ м}^3/\text{ч}$ перемещаемого воздуха затрачивается $11720/30000 = 0,39$ Вт электрической энергии. Это меньше, чем рекомендуют нормы Европейского союза для систем вентиляции общего назначения ($0,5 \text{ Вт}/(\text{м}^3/\text{ч})$).

Примечание. При назначении конфигурации отводящих каналов вентиляторов следует пользоваться указаниями [26].

Расчет компонентов плана скоростей вентилятора ВР-80-70 № 10

Перед выполнением данного задания необходимо изучить тему 2.

Исходные данные для расчета плана скоростей: $L = 30\,000 \text{ м}^3/\text{ч}$;
 $P = 1069 \text{ Па}$; $n = 865 \text{ об}/\text{м.}$

Диаметр рабочего колеса у выбранного вентилятора равен $D_2 = 10 \text{ дм}$ или $D_2 = 1,0 \text{ м}$. На рис. П1.1 приведена конструктивная схема рабочего колеса данной аэродинамической серии вентиляторов. Размеры конструктивных элементов представлены в долях от D_2 . Геометрические размеры рабочего колеса выбранного вентилятора:

– диаметр и радиус входного отверстия рабочего колеса
 $D_1 = 0,74 \cdot 1,0 = 0,74$ м ; $R_1 = 0,37$ м;

– ширина колеса на входе воздуха в межлопаточное пространство $b_1 = 0,35 \cdot 1,0 = 0,35$ м;

– ширина колеса на выходе воздуха из межлопаточного пространства $b_2 = 0,25 \cdot 1,0 = 0,25$ м.

Полученные геометрические параметры рабочего колеса позволяют определить параметры планов скоростей.

1. Угловая скорость

$$\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{3,14 \cdot 865}{30} = 90,54 \text{ рад/с.}$$

2. Переносная скорость на входе в колесо

$$u_1 = \omega R_1 = 90,54 \cdot 0,37 = 33,5 \text{ м/с.}$$

3. Переносная скорость на выходе из колеса

$$u_2 = \omega R_2 = 90,54 \cdot \frac{1,0}{2} = 45,27 \text{ м/с.}$$

4. Проекция абсолютной (и относительной) скорости на направление радиуса для входных кромок рабочего колеса

$$c_{1r} = \frac{L}{3600 \cdot 2\pi R_1 b_1} = \frac{30000}{3600 \cdot 2 \cdot 3,14 \cdot 0,37 \cdot 0,35} = 10,25 \text{ м/с.}$$

5. Проекция абсолютной скорости на направление радиуса для выходных кромок рабочего колеса

$$c_{2r} = \frac{L}{3600 \cdot 2\pi R_2 b_2} = \frac{30000}{3600 \cdot 2 \cdot 3,14 \cdot 0,5 \cdot 0,25} = 10,62 \text{ м/с.}$$

6. Относительная скорость на входе в рабочее колесо

$$w_1 = \frac{c_{1r}}{\sin 16^\circ} = \frac{10,25}{0,2756} = 37,19 \text{ м/с.}$$

7. Относительная скорость на выходе из рабочего колеса

$$w_2 = \frac{c_{2r}}{\sin 44^\circ 40'} = \frac{10,62}{0,703} = 15,11 \text{ м/с.}$$

8. Абсолютная скорость на входе в рабочее колесо

$$\begin{aligned} c_1^2 &= w_1^2 + u_1^2 - 2u_1w_1 \cos 16^\circ = 37,19^2 + 33,5^2 - \\ &- 2 \cdot 33,5 \cdot 37,19 \cdot 0,9613 = 110,05; \end{aligned}$$

$$c_1 = 10,49 \text{ м/с.}$$

9. Абсолютная скорость на выходе из рабочего колеса

$$\begin{aligned} c_2^2 &= w_2^2 + u_2^2 - 2u_2w_2 \cos 44^\circ 40' = 15,11^2 + 45,27^2 - \\ &- 2 \cdot 45,27 \cdot 15,11 \cdot 0,7112 = 1304,72; \end{aligned}$$

$$c_2 = 36,12 \text{ м/с.}$$

10. Проекция абсолютной скорости на направление переносной для входных кромок рабочего колеса

$$c_{1u} = u_1 - w_1 \cos 16^\circ = 33,5 - 37,19 \cdot 0,9613 = -2,25 \text{ м/с.}$$

11. Проекция абсолютной скорости на направление переносной для выходных кромок рабочего колеса

$$c_{2u} = u_2 - w_2 \cos 44^\circ 40' = 45,27 - 15,11 \cdot 0,7112 = 34,52 \text{ м/с.}$$

12. Теоретическое давление, развиваемое вентилятором:

$$P_m = \rho(u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}) = 1,2 \cdot (45,27 \cdot 34,52 - 33,5 \cdot (-2,25)) = 1966 \text{ Па.}$$

Отметим, что действительное давление, развиваемое данным вентилятором, установленное графически по характеристике (см. рис. 5), равно ≈ 1070 Па. На рис. 6 приводятся выполненные в масштабе планы скоростей в рабочем колесе вентилятора ВР-80-70-10 при $n = 865$ об/мин и $L = 30\,000$ м³/ч.

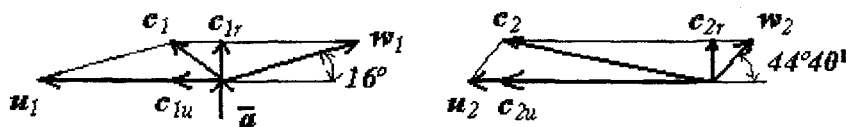
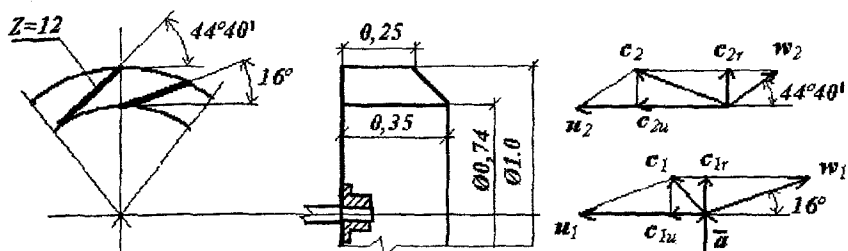


Рис. 6. Планы скоростей в рабочем колесе вентилятора ВР-80-70 №10 для расчетных условий

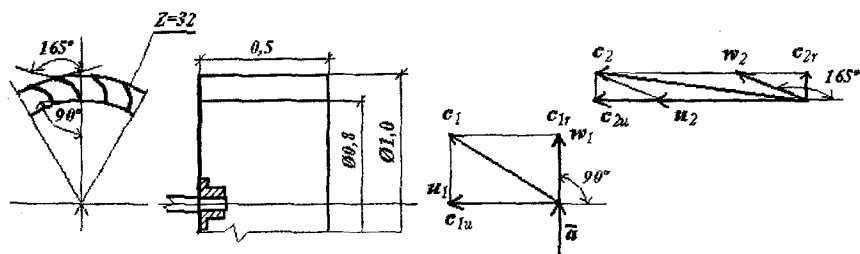
ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение 1

ВОЗМОЖНЫЕ ПЛАНЫ СКОРОСТЕЙ И АЭРОДИНАМИЧЕСКИЕ СХЕМЫ РАБОЧИХ КОЛЕС ВЕНТИЛЯТОРОВ



Ц4-70, Ц4-75, Ц4-76 (ВР80-77, ВР-80-70)



Ц14-46

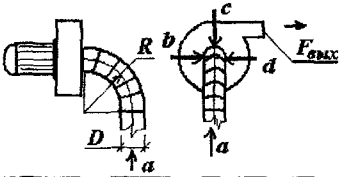
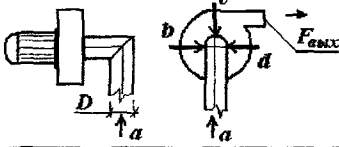
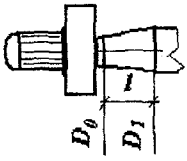
Рис. П.1.1. Аэродинамические схемы рабочих колес вентиляторов

У пылевых вентиляторов ЦП7-40, Ц6-45 и Ц6-46 загнутые вперед лопатки. Угол установки выходных кромок – 135° . У вентиляторов ВР-100-45 – радиально оканчивающиеся лопатки.

**СХЕМЫ И ЗНАЧЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ $\xi_{\text{вых}}$, $\xi_{\text{вх}}$ И $\Delta\bar{\eta}$
 ДЛЯ РАЗЛИЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ВВОДА ВОЗДУХА
 В ВЕНТИЛЯТОР И ОТВОДА ЕГО ОТ ВЕНТИЛЯТОРА**

Таблица П2.1

Значения параметров $\xi_{\text{вх}}$ и $\Delta\bar{\eta}$ для вентиляторов
 с загнутыми назад лопатками

№ схе- мы	Схема элемента ввода воздуха в вентилятор	Характеристика элемента ввода воздуха	Па- ра- метр	Режим работы вентилятора			
				L_1	L^*	L_2	
1	2	3	4	5	6	7	
1		$R = (1,0 \dots 1,5)D$, для всех на- правлений (a, b, c, d) под- вода	$\xi_{\text{вх}}$	0,4	0,45	0,36	
				$\Delta\bar{\eta}$	0,01	0,02	0,02
2		Для всех на- правлений (a, b, c, d) под- вода	$\xi_{\text{вх}}$	1,0	1,0	1,0	
				$\Delta\bar{\eta}$	0,08	0,08	0,20
3	 $\bar{l} = \frac{l}{D_0}, n = \left(\frac{D_0}{D_1}\right)^2$	$n = 0,4$	$\bar{l} = 1,4$	$\xi_{\text{вх}}$	0,5	0,5	0,1
				$\Delta\bar{\eta}$	0,03	0,05	0,2
		$n = 0,5$	$\bar{l} = 1,2$	$\xi_{\text{вх}}$	0,8	0,4	0,3
				$\Delta\bar{\eta}$	0,02	0,06	0,06
		$n = 0,7$	$\bar{l} = 1,0$	$\xi_{\text{вх}}$	0,7	0,3	0,2
				$\Delta\bar{\eta}$	0,07	0,07	0,05
		$n = 1,5$	$\bar{l} = 0,8$	$\xi_{\text{вх}}$	0,5	0,5	0,3
				$\Delta\bar{\eta}$	0,03	0,06	0,08
		$n = 1,5$	$\bar{l} = 1,4$	$\xi_{\text{вх}}$	0,2	0,3	0,3
				$\Delta\bar{\eta}$	0,01	0,04	0,07
		$n = 2,0$	$\bar{l} = 0,8$	$\xi_{\text{вх}}$	0,5	0,8	0,8
				$\Delta\bar{\eta}$	0,02	0,10	0,21
$n = 2,0$	$\bar{l} = 1,4$	$\xi_{\text{вх}}$	0,2	0,3	0,7		
		$\Delta\bar{\eta}$	0,02	0,04	0,08		

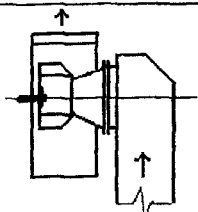
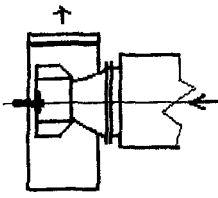
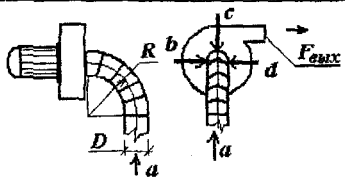
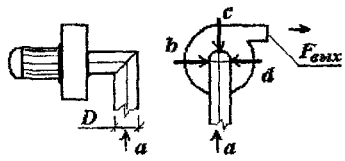
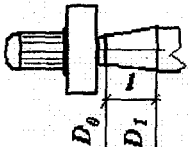
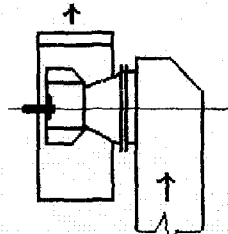
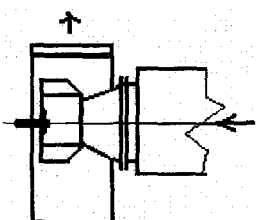
1	2	3	4	5	6	7
4		Коллектор с поворотом воздуха при подводе	$\xi_{вх}$	0,3–0,7		
			$\Delta\bar{\eta}$	0,045–0,07		
5		Коллектор без поворота воздуха при подводе	$\xi_{вх}$	–	–	–
			$\Delta\bar{\eta}$	–	–	–

Таблица П2.2

Значения параметров $\xi_{вх}$ и $\Delta\bar{\eta}$ для вентиляторов с загнутыми вперед лопатками

№ схемы	Схема элемента ввода воздуха в вентилятор	Характеристика элемента ввода воздуха	Параметр	Режим работы вентилятора		
				L_1	L^*	L_2
1	2	3	4	5	6	7
1		$R = (1,0 \dots 1,5)D$, для всех направлений (a, b, c, d) подвода	$\xi_{вх}$	0,4	0,4	0,35
			$\Delta\bar{\eta}$	0,05	0,05	0,1
2		Для всех направлений (a, b, c, d) подвода	$\xi_{вх}$	2,0	2,0	2,0
			$\Delta\bar{\eta}$	0,3	0,3	0,4

1	2	3	4	5	6	7		
3	 $\bar{l} = \frac{l}{D_0}, n = \left(\frac{D_0}{D_1}\right)^2$	$n = 0,4-0,7$	$\bar{l} = 1,5$	$\xi_{\text{вх}}$	0,0	0,0	0,0	
				$\Delta\bar{\eta}$	0,0	0,0	0,0	
			$n = 1,5$	$\bar{l} = 0,5$	$\xi_{\text{вх}}$	0,0	0,2	0,2
					$\Delta\bar{\eta}$	0,04	0,08	0,12
		$n = 1,5$	$\bar{l} = 0,8$	$\xi_{\text{вх}}$	0,1	0,15	0,1	
				$\Delta\bar{\eta}$	0,0	0,03	0,06	
		$n = 1,5$	$\bar{l} = 1,5$	$\xi_{\text{вх}}$	0,2	0,2	0,15	
				$\Delta\bar{\eta}$	0,05	0,06	0,09	
		$n = 2,0$	$\bar{l} = 0,5$	$\xi_{\text{вх}}$	0,5	0,8	0,7	
				$\Delta\bar{\eta}$	0,08	0,2	0,41	
				$\bar{l} = 0,8$	$\xi_{\text{вх}}$	0,3	0,3	0,2
					$\Delta\bar{\eta}$	0,06	0,06	0,11
$\bar{l} = 1,5$	$\xi_{\text{вх}}$			0,4	0,5	0,4		
	$\Delta\bar{\eta}$			0,07	0,14	0,22		
4		Коллектор с поворотом воздуха при подводе	$\xi_{\text{вх}}$	0,2-0,85				
			$\Delta\bar{\eta}$	0,04-0,08				
5		Коллектор без поворота воздуха при подводе	$\xi_{\text{вх}}$	0,0	0,0	0,0		
			$\Delta\bar{\eta}$	0,0	0,0	0,0		

Значения параметра $\xi_{\text{ВЫХ}}$ для вентиляторов
с загнутыми вперед и назад лопатками

№ схе- мы	Характеристика элемента отвода воздуха	Режим работы вентилятора					
		Лопатки загнуты назад			Лопатки загнуты вперед		
		L_1	L^*	L_2	L_1	L^*	L_2
1	Отвод прямоугольного сечения $R = D_{\text{ЭКВ}}$	0,6	0,2	0,3	0,2	0,3	0,3
2	Диффузор с $F_{\text{ВЫХ}}/F_{\text{ВХ}} = 2$, $\alpha = 14^\circ$, отвод прямоугольного сечения $R = D_{\text{ЭКВ}}$	0,2	0,2	0,2	0,4	0,2	0,2
3	Переход с квадратного сечения на круглое	0,1	0,1	0,1	0,2	0,2	0,2

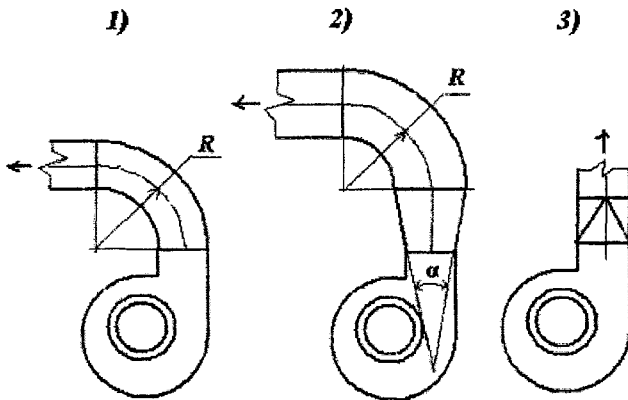


Рис. П2.1. Схемы отводящих каналов вентиляторных установок
(к табл. П2.3)

Учебное издание

НАСОСЫ, ВЕНТИЛЯТОРЫ,
КОМПРЕССОРЫ

Программа дисциплины, методические указания,
задания и примеры выполнения задач контрольной работы
для студентов заочной формы обучения специальности
1-70 04 02 «Теплогазоснабжение, вентиляция
и охрана воздушного бассейна»

Составитель ДЯЧЕК Петр Иванович

Редактор Н.В. Артюшевская
Компьютерная верстка Н.А. Школьниковой

Подписано в печать 19.02.2009.

Формат 60 × 84¹/₁₆. Бумага офсетная.

Отпечатано на ризографе. Гарнитура Таймс.

Усл. печ. л. 3,37. Уч.-изд. л. 2,64. Тираж 100. Заказ 649.

Издатель и полиграфическое исполнение:

Белорусский национальный технический университет.

ЛИ № 02330/0131627 от 01.04.2004.

Проспект Независимости, 65. 220013, Минск.