**Министерство строительства
и жилищно-коммунального хозяйства
Российской Федерации**

**Федеральное автономное учреждение
«Федеральный центр нормирования, стандартизации
и оценки соответствия в строительстве»**

Методическое пособие

МЕТОДИКА РАСЧЕТА ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦИИ ЖИЛЫХ И ОБЩЕСТВЕННЫХ ЗДАНИЙ

Москва 2018

gost.e-ecolog.ru

Содержание

Введение 4

1 Область применения 6

2 Нормативные ссылки 7

3 Термины и определения 8

4 Общие положения 12

5 Особенности оценки энергетической эффективности систем вентиляции для жилых и общественных зданий в рамках комплексной оценки энергопотребления здания 16

6 Методика расчета энергетической эффективности систем вентиляции и систем воздушного отопления жилых и общественных зданий 20

7 Особенности учета тепловых потребностей вентиляции при определении энергетической эффективности систем вентиляции для жилых и общественных зданий 29

8 Методы и способы повышения эффективности систем вентиляции 31

Приложение А. Удельная мощность вентилятора. Перепады давления на элементах (согласно ГОСТ Р ЕН 13779-2007 «Вентиляция в нежилых зданиях. Технические требования к системам вентиляции и кондиционирования») 39

.....

Приложение Б. Нормативные значения КПД асинхронных элект-родвигателей (согласно ГОСТ Р 54413-2011 «Машины электрические вращающиеся. Часть 30. Классы энергоэффективности односкоростных трехфазных асинхронных двигателей с короткозамкнутым ротором (код IE)» 41

Приложение В. Определение КПД вентилятора, элементов привода и суммарного КПД привода (согласно ГОСТ 33660-2015) 48

Приложение Г. Методы вычисления КПД элементов привода 51
Приложение Д. Вычисление входной мощности на рабочем режиме для вентиляторов с приводом 54
Приложение Е. Примеры расчетов аэродинамической эффективности вентиляционных систем вентиляторов с приводом 62
Приложение Ж. Примеры построения аэродинамически эффективных вентсистем 65
Список использованной литературы 79

Введение

Методическое пособие разрабатывается в развитие требований СП 60.13330.2016 «СНиП 41-01-2003 Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха» для реализации проектировщиками требований, заложенных в строительных нормах и правилах, и выполнения более грамотного и рационального проектирования систем вентиляции и воздушного отопления.

Пособие предназначено для специалистов и руководителей проектно-изыскательских и строительных организаций, учреждений и служб заказчика (инвестора) и других заинтересованных организаций, с целью обеспечения их организационно-техническими материалами, которые позволяют разрабатывать и оценивать высокоэффективные проектные решения зданий, обеспечивающие качество и конкурентоспособность этих объектов.

Применение настоящего пособия даст проектировщику механизм определения собственной энергетической эффективности систем вентиляции и позволит разделить оценку энергетической эффективности инженерных систем вентиляции и оценку энергосберегающего эффекта в результате применения передовых технологий для более грамотного и рационального проектирования зданий и сооружений, а также позволит повысить качество выполняемых проектных работ за счет использования единых практических подходов к выполнению работ на основе унифицированных решений, типовых единых практических подходов к выполнению работ, а также станет основой для проведения независимых экспертных оценок выполненных работ, в том числе по технико-экономическому обоснованию, что обеспечит снижение рисков возникновения аварийных ситуаций и повышение безопасной эксплуатации строительных объектов.

Актуальность разработки настоящего пособия обусловлена необходимостью создания целостной системы расчетов по определению энергетической эффективности отдельных инженерных систем здания, наряду с имеющейся методикой расчета энергопотребления для создания механизма оценки эффективных технических решений по системам инженерно-технического обеспечения.

Документ разработан следующим авторским коллективом: д. т. н., проф. В.Г. Гагарин, к. т. н. Д.Ю. Желдаков, к. т. н. В.В. Козлов, к. т. н. А.Ю. Неклюдов, к. т. н.

П.П. Пастушков (ФГБУ «Научно-исследовательский институт строительной физики Российской академии архитектуры и строительных наук»); к. т. н. С.М. Усиков (ФГБОУ ВО НИУ МГСУ), к. т. н. Ю.Г. Московко (ООО «ЗВО «ИННОВЕНТ»).

1 Область применения

Настоящее методическое пособие разработано в развитие СП 60.13330 «СНиП 41-01-2003. Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха» в целях оценки энергетической эффективности систем вентиляции и воздушного отопления.

Методика, представленная в настоящем пособии, устанавливает способы расчета энергетической эффективности систем вентиляции, систем воздушного отопления, систем приточной вентиляции, совмещенных с воздушным отоплением и кондиционированием воздуха в помещениях зданий и сооружений.

Методика не распространяется:

а) на системы вентиляции и кондиционирования воздуха защитных сооружений гражданской обороны; сооружений, предназначенных для работ с радиоактивными веществами, источниками ионизирующих излучений; объектов подземных горных работ и помещений, в которых производятся, хранятся или применяются взрывчатые вещества;

б) на специальные нагревающие, охлаждающие и обеспылевающие установки и устройства для технологического и электротехнического оборудования; аспирации, пневмотранспорта и пылегазоудаления от технологического оборудования и пылесосных установок.

2 Нормативные ссылки

В настоящем методическом пособии использованы нормативные ссылки на следующие документы:

СП 60.13330.2016 «СНиП 41-01-2003 Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха»;

СП 73.13330.2016 «СНиП 3.05.01-85 «Внутренние санитарно-технические системы зданий»;

СП 50.13330.2012 «СНиП 23-02-2003 «Тепловая защита зданий»;

СП 54.13330.2016 «СНиП 31-01-2003 «Здания жилые многоквартирные»;

СП 118.13330.2012 «СНиП 31-06-2009 «Общественные здания и сооружения»;

СП 131.13330.2012 «СНиП 23-01-99* «Строительная климатология»;

СП 271.1325800.2016 «Системы шумоглушения воздушного отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха. Правила проектирования»;

ГОСТ 30494-2011 «Здания жилые и общественные. Параметры микроклимата в помещениях»;

ГОСТ Р ЕН 13779-2007 «Вентиляция в нежилых зданиях. Технические требования к системам вентиляции и кондиционирования»;

ГОСТ 33660-2015 «Вентиляторы. Классификация по эффективности»;

ГОСТ Р 54413-2011 «Машины электрические вращающиеся. Часть 30. Классы энергоэффективности односкоростных трехфазных асинхронных двигателей с короткозамкнутым ротором (код IE)».

3 Термины и определения

В настоящем методическом пособии применены термины с соответствующими определениями по СП 50.13330, СП 60.13330 и СП 73.13330.

Наиболее важные термины и определения:

тепловые потери здания: количество тепловой энергии, необходимое для компенсации теплопередачи через ограждающие конструкции здания в наружную окружающую среду и для нагрева наружного воздуха, поступающего в помещения здания, в единицу времени (3.21 по СП 50.13330);

тепловые потребности здания: количество тепловой энергии, необходимое для компенсации теплопередачи через ограждающие конструкции здания в наружную окружающую среду и для нагрева наружного воздуха, поступающего в помещения здания, в единицу времени (3.21 по СП 50.13330);

вентиляция: обмен воздуха в помещениях для удаления избытков теплоты, влаги, вредных и других веществ с целью обеспечения допустимого микроклимата и качества воздуха в обслуживаемой или рабочей зоне при средней необеспеченности 400 ч/год - при круглосуточной работе и 300 ч/год - при односменной работе в дневное время (3.2 по СП 60.13330);

вентиляционная сеть: система воздуховодов и других элементов, обеспечивающих подачу в помещение наружного воздуха;

гидравлическая и тепловая устойчивость систем отопления, теплоснабжения: способность системы поддерживать заданное расчетное относительное распределение расхода теплоносителя при изменении расхода и теплоотдачи по всем отдельными участкам, отопительным приборам и другим элементам системы (3.10 по СП 60.13330);

кондиционирование воздуха: автоматическое поддержание в закрытых помещениях всех или отдельных параметров воздуха (температуры, относительной влажности, чистоты, скорости движения и качества) с целью обеспечения, как правило, оптимальных метеорологических условий, наиболее благоприятных для самочувствия людей, ведения технологического процесса, обеспечения сохранности ценностей (3.20 по СП 60.13330);

отопление: искусственное нагревание помещения в холодный период года для компенсации тепловых потерь и поддержания нормируемой температуры со средней необеспеченностью 50 ч/год (3.23 по СП 60.13330);

системы внутреннего теплоснабжения здания: системы, обеспечивающие трансформацию, распределение и подачу теплоты (теплоносителя) теплопотребляющим установкам (оборудованию) систем отопления, вентиляции кондиционирования и горячего водоснабжения здания (3.33 по СП 60.13330);

запорно-регулирующая арматура: устройство, предназначенное для полного перекрытия и (или) регулирования потока рабочей среды в трубопроводе и пуска среды в зависимости от требований технологического процесса, обеспечивающее необходимую герметичность (3.6 по СП 73.13330);

регулировка: работы, выполняемые в целях достижения соответствия работоспособности оборудования внутренних санитарно-технических систем техническим параметрам, указанным в исполнительной документации(3.23 по СП 73.13330);

рециркуляция воздуха: смешение воздуха из помещения с наружным воздухом и подача этой смеси в данное или другие помещения (после очистки или тепловлажностной обработки) или перемешивание воздуха в пределах одного помещения, сопровождаемое очисткой, нагреванием (охлаждением) его отопительными агрегатами, вентиляторами и эжекционными доводчиками, вентиляторами – веерами и др;

энергетическая эффективность: характеристики, отражающие отношение полезного эффекта от использования энергетических ресурсов к затратам энергетических ресурсов, произведенным в целях получения такого эффекта, применительно к продукции, технологическому процессу, юридическому лицу, индивидуальному предпринимателю (п. 4 ст. 2 по ФЗ-261 [1]);

теплый период года для систем кондиционирования: Период года для систем кондиционирования, характеризуемый среднесуточной температурой наружного воздуха выше 10 ℃;

холодный период года для систем кондиционирования: период года для систем кондиционирования, характеризуемый среднесуточной температурой наружного воздуха равной 10 град и ниже;

удельный расход тепловой энергии на отопление и вентиляцию здания за отопительный период: количество тепловой энергии, необходимое для компенсации теплопотерь здания за отопительный период с учетом воздухообмена и дополнительных тепловыделений при нормируемых параметрах теплового и воздушного режимов помещений в нем, отнесенное к единице площади или к единице отапливаемого объема;

класс энергосбережения: характеристика энергосбережения здания, представленная интервалом значений удельного годового потребления энергии на отопление и вентиляцию, % от базового нормируемого значения;

удельный расход тепловой энергии на отопление и вентиляцию здания за отопительный период: количество тепловой энергии, необходимое для компенсации теплопотерь здания за отопительный период с учетом воздухообмена и дополнительных тепловыделений при нормируемых параметрах теплового и воздушного режимов помещений в нем, отнесенное к единице площади или к единице отапливаемого объема;

класс энергосбережения: характеристика энергосбережения здания, представленная интервалом значений удельного годового потребления энергии на отопление и вентиляцию, % от базового нормируемого значения;

продолжительность отопительного периода: расчетный период времени работы системы отопления здания, представляющий собой среднее статистическое число суток в году, когда средняя суточная температура наружного воздуха устойчиво равна и ниже 8 °С или 10 °С в зависимости от вида здания;

средняя температура наружного воздуха отопительного периода: расчетная температура наружного воздуха, осредненная за отопительный период по средним суточным температурам наружного воздуха;

удельная характеристика расхода тепловой энергии на отопление и вентиляцию здания, Вт/(м^3·°С): физическая величина численно равная потерям тепловой энергии единицы отапливаемого объема здания в единицу времени,

отнесенная к перепаду температуры, с учетом воздухообмена и дополнительных тепловыделений;

энергетическая эффективность: характеристика, отражающая отношение полезного эффекта от использования энергетических ресурсов к затратам энергетических ресурсов, произведенным в целях получения такого эффекта применительно к продукции, технологическому процессу, юридическому лицу, индивидуальному предпринимателю;

энергосбережение: реализация организационных, правовых, технических, технологических, экономических и иных мер, направленных на уменьшение объема используемых энергетических ресурсов при сохранении соответствующего полезного эффекта от их использования (в том числе объема произведенной продукции, выполненных работ, оказанных услуг);

расход тепловой энергии на отопление и вентиляцию за отопительный период: суммарное количество тепловой энергии, потребленной объектом на отопление и вентиляцию объекта в течение отопительного периода;

энергетическая эффективность системы вентиляции: отношение «полезной» мощности к затраченной на доставку/удаление воздуха в/из рабочую зону или на рабочее место;

приточная вентиляционная сеть: система воздуховодов и других элементов, включая вентилятор, обеспечивающих подачу в помещение наружного воздуха;

вытяжная вентиляционная сеть: система воздуховодов и других элементов, включая вентилятор, обеспечивающих удаление воздуха;

КПД привода вентилятора, $\eta_{прив}$: отношение полезной мощности вентилятора по полному давлению к входной мощности вентилятора и электродвигателя вместе, включая потери в трансмиссии или/и управлении частотой вращения.

4 Общие положения

4.1 Основные регулирующие положения по отоплению, вентиляции и кондиционированию воздуха представлены в СП 50.13330 и СП 60.13330, а строительная климатология и параметры микроклимата в помещениях – в СП 50.13330.

В СП 60.13330 приведены обязательные мероприятия по обустройству систем:

- вентиляции;
- кондиционирования воздуха;
- воздушного отопления.

Вентиляцию следует применять для обеспечения качества воздуха и параметров микроклимата в пределах допустимых норм. Кондиционирование воздуха следует принимать:

- для обеспечения параметров микроклимата и качество воздуха, требуемых для технологического процесса, по заданию на проектирование; при экономическом обосновании или в соответствии с требованиями нормативных документов:
- для обеспечения параметров микроклимата и качества воздуха в пределах оптимальных норм (всех или отдельных параметров) по заданию на проектирование;
- для обеспечения необходимых параметров микроклимата и качества воздуха в пределах допустимых норм, если они обеспечиваются вентиляцией в теплый период года без применения искусственного охлаждения воздуха.

Воздушное отопление следует применять в: спортивных залах, предприятиях питания (за исключением ресторанов), в торговых залах, в залах аэропортов, вокзалов, в производственных складах и т.д.

Внутренние системы общеобменной вентиляции, местных отсосов, воздушного отопления и кондиционирования (далее – системы вентиляции) следует предусматривать, обеспечивая минимально необходимые требования безопасности и энергоэффективности зданий с учетом функционального назначения помещений и т.д.

При проектировании вентиляционных систем в соответствии с СП 60.13330

требуемый расход приточного воздуха (отдельно для теплого и холодного периода) определяется:

- из условий обеспечения санитарно-гигиенических норм;
- для удаления теплоизбытков;
- для обеспечения норм взрывопожарной безопасности;
- по нормируемой кратности воздухообмена;
- по удельному расходу приточного воздуха;
- условий исключающих образование конденсата и т.д.

Как правило, должен быть обеспечен баланс притока и вытяжки.

Примечание – В районах с расчетной температурой наружного воздуха минус 40°С и ниже (параметры Б) в холодный период года в общественных, административно- бытовых зданиях (кроме зданий с влажным и мокрым режимами) следует обеспечивать положительный дисбаланс в объеме не более 0,5 воздухообмена в 1 ч в помещениях высотой 6 м и менее и не более 3 $м^3$/ч 1 $м^2$ пола в помещениях высотой более 6 м.

Воздух, из систем местных отсосов и общеобменной вентиляции производственных помещений, содержащий загрязненные вредные вещества (далее – пылегазовоздушная смесь), следует очищать и рассеивать в атмосфере. Необходимо отметить, что выброс загрязненного воздуха, например факельный, является крайне энергозатратным мероприятием, в ряде случаев, соизмеримым с обычными процессами обработки воздуха (см. п. 6.3.4).

Причем под понятием энергоэффективность имеется в виду потребление в основном **тепловой** энергии. Повышение энергоэффективности зданий характеризуется достигнутыми в процессе проектирования показателями годовых удельных величин расхода энергетических ресурсов здании, в том числе:

- нормируемых показателей суммарных удельных годовых расходов тепловой энергии на отопление, вентиляцию и кондиционирование воздуха, горячее водоснабжение и др.;
- показателей удельного годового расхода первичных энергетических ресурсов в пересчете.

Энергосбережение систем отопления, вентиляции и кондиционирования

воздуха следует обеспечивать за счет использования высокотехнологического оборудования и энергоэффективных схемных решений, в том числе: используя рециркуляцию воздуха, системы с переменным расходом воздуха, снижение аэродинамического сопротивления воздуховодов, утилизаторов теплоты и холода, устройств регулирования частоты вращения и т.д.

В СП 50.13330 приводятся рекомендации по определению годового энергопотребления на расход **тепловой** энергии на отопление и вентиляцию зданий. Для этой цели введен ряд критериев:

- удельная характеристика расхода **тепловой** энергии на отопление и вентиляцию здания (численно равная расходу тепловой энергии на 1 $м^3$ отапливаемого объема здания в единицу времени при перепаде температуры в 1 °С, Вт/(м·°С);
- классы энергоэффективности зданий A, B, C, D и E;
- расход **тепловой** энергии на отопление и вентиляцию здания за отопительный период.

К сожалению, в СП 50.13330 и СП 60.13330 отсутствуют критерии или параметры описывающие энергетические затраты на доставку свежего воздуха потребителю и его удаление, затраты на воздушное отопление, а также отсутствуют схемные решения, которые могут привести к увеличению аэродинамической энергоэффективности вентсистем.

Настоящая методика устанавливает процедуру расчета аэродинамической эффективности различных вентиляционных систем: включая отдельные вентиляторы, приточные и вытяжные вентсистемы, системы воздушного отопления и т.д. Здесь же приведены особенности расчета аэродинамической эффективности систем воздушного отопления. Для практических целей предложен ряд мероприятий по увеличению аэродинамической эффективности вентиляционных систем за счет уменьшения общего аэродинамического сопротивления самой вентсистемы.

Следует иметь в виду, что уменьшение аэродинамических потерь в вентсистеме приводит к уменьшению необходимого давления вентилятора. Это, в свою очередь, приводит не только к уменьшению потребляемой мощности, но и к уменьшению шума, излучаемого вентилятором. Так, по СП 271.1325800,

уменьшение уровня звуковой мощности одного и того же вентилятора при уменьшении давления можно условно оценить по формуле (4.1):

$$\Delta L_{\text{c}} = 20\ell g \frac{p_{v1}}{p_{v2}} \ , \qquad (4.1)$$

где p_{v1}, p_{v2} – полное давление вентилятора до и после оптимизации вентиляционной системы, Па.

5 Особенности оценки энергетической эффективности систем вентиляции для жилых и общественных зданий в рамках комплексной оценки энергопотребления здания

В настоящее время большое внимание уделяется энергоэффективности различных процессов, оборудования и т.д., в том числе и вентиляционных систем. Сами вентиляционные системы могут быть предназначены как для перемещения воздуха (газов), так и для перемещения обработанного воздуха (нагрев, охлаждение, утилизация теплоты и т.д.). В первом случае потребляется электрическая (либо иная) энергия, во втором случае – электрическая и тепловая энергия.

При проектировании вентиляционной системы в соответствии с СП 60.13330 [1] требуемый расход приточного воздуха (отдельно для теплого и холодного периода) определяется из условий обеспечения санитарно-гигиенических норм; норм противопожарной безопасности, условий, исключающих образование конденсата и т.д. Для проектируемой вентсистемы расход воздуха является постоянной величиной (если не допускается применение рециркуляции). При заданном расходе воздуха затраты тепловой энергии на нагрев/охлаждение воздуха зависит, в основном, от внешних условий. Для проектируемой вентсистемы при заданном расходе воздуха (если не учитывать теплоутилизацию) затраты тепловой энергии можно считать условно постоянной величиной.

Вентиляционная система может быть построена различным образом: возможны различная прокладка воздуховодов и количество параллельных ветвей, соответственно, все возможные варианты вентсистем будут иметь различные аэродинамические потери и, следовательно, эффективность. Если вентсистему рассматривать только с точки зрения аэродинамики (т. е. не учитывать подвод или отвод теплоты), то аэродинамически эффективной может называться только та система, которая для перемещения необходимого расхода воздуха потребляет минимальную электрическую мощность.

В настоящее время в РФ действует национальный стандарт ГОСТ Р ЕН 13779 [4], в котором для оценки аэродинамической эффективности вентсистем предложено использовать размерный параметр – удельную мощность (Specific Fan Power),

Вт·с/м^3:

$$P_{SFP} = \frac{P}{q_v} = \frac{\Delta p}{\eta_{прив}} \quad (5.1)$$

где P – мощность, потребляемая приводом вентилятора, Вт;

q_v – расход воздуха, м^3/с;

Δp – полное давление вентилятора, Па;

$\eta_{прив}$ – КПД привода вентилятора (включая КПД электродвигателя, ременного привода, частотного преобразователя и т.д.).

В стандарте введены 5 классов удельной мощности (см. таблицу 1).

Таблица 1 – Классификация вентиляторов в зависимости от удельной мощности

Обозначение класса вентилятора	Значение удельной мощности P_{SFP}, Вт·с/м^3
SFP 1	< 500
SFP 2	500-700
SFP 3	750-1250
SFP 4	1250-2000
SFP 5	> 2000

Примечание – В стандарте ГОСТ Р ЕН 13779 эффективность ошибочно отнесена к вентилятору, на самом деле она характеризует энергоэффективность вентилятора в данной вентиляционной сети.

Выдержки из ГОСТ Р ЕН 13779 применительно к энергоэффективности частично приведены в Приложении А.

Здесь же в [4] приведены три уровня (низкий, средний и высокий) рекомендуемых аэродинамических потерь давления в вентиляционных системах и их элементах: в воздуховодах, секциях нагрева и охлаждения, рекуператорах и т.д. Интересно, что рекомендуемые аэродинамические потери очень малы, например, потери в воздуховодах составляют 100, 200 и 300 Па (для низкого, среднего и высокого уровня потерь).

Воздушное отопление с механической подачей воздуха представляет собой не что иное, как воздухоприточную установку с входным воздушным клапаном, (возможно с секцией рециркуляции), воздушным теплообменником с

теплоносителем: горячей водой, паром, электричеством или газом и системой воздуховодов. Очевидно, что для оценки энергопотребления к системам воздушного отопления можно применить параметр – удельную мощность вентилятора.

Однако, как и любой размерный параметр, удельная мощность имеет свои ограничения. Для оценки аэродинамической эффективности вентсистемы необходимо использовать безразмерный параметр, определяемый как произведение производительность и некоторого давления, отнесенное к потребляемой мощности.

5.1 КПД электродвигателя и КПД привода

Приводом вентилятора является устройство, используемое для приведения в действие вентилятора, включающее в себя двигатель, механическую трансмиссию и частотный преобразователь.

Примечание – Примером механической трансмиссии являются: ременный привод, соединительные муфты.

В вентиляторах систем вентиляции, воздушного отопления и кондиционирования, как правило, используются обычные асинхронные электродвигатели. КПД такого типа электродвигателей зависит от нагрузки на электродвигатель. Для управления частотой вращения асинхронных электродвигателей используются частотные преобразователи, которые имеют свои характеристики. При изменении частоты вращения колеса вентилятора изменяется КПД электродвигателя и КПД частотного преобразователя.

КПД асинхронных электродвигателей с номинальной частотой питающей сети 50 Гц приведен в ГОСТ Р 54413-2011. Частично выдержки из этого стандарта даны в Приложении Б.

КПД асинхронных электродвигателей с номинальной частотой питающей сети 50 Гц приведен в ГОСТ Р 54413-2011. Частично выдержки из этого стандарта даны в Приложении Б.

Определение КПД электродвигателя, отдельных элементов привода и суммарного КПД привода приведено в ГОСТ 33660. Частично, материалы из ГОСТ 33660, необходимые для проведения соответствующих расчетов, с некоторыми изъятиями даны в Приложении В.

Примечание – В последнее время в вентиляторах используются высокоэффективные EC-электромоторы – бесколлекторные синхронные двигатели со встроенным электронным управлением, или, более кратко, электронно-коммутируемый (Electronically Commutated) двигатель. Его иногда также называют BLDC-двигателем (Brushless DC motor), т. е. бесщеточным двигателем постоянного тока. Особенностями этих электродвигателей являются возможность изменять частоту вращения без внешнего устройства, более высокий КПД во всем рабочем диапазоне нагрузок и частот вращения.

6 Методика расчета энергетической эффективности систем вентиляции и воздушного отопления жилых и общественных зданий

Безразмерный параметр аэродинамическая эффективность системы вентиляции (системы воздушного отопления) должен включать в себя отношение «потребной мощности» к потребляемой вентилятором из электрической сети мощности – затратам [5]:

$$\eta = \frac{\text{потребная мощность}}{\text{затраты}} \tag{6.1}$$

6.1 Приточные системы вентиляции и системы воздушного отопления

К «потребной мощности» воздухоприточной системы отнесем мощность, затраченную на подготовку воздуха в приточной установке, имеющей «**нормативные**» потери и гидравлическую мощность потока, выходящего из всех воздухораспределительных устройств.

Под «**нормативными**» аэродинамическими потерями в воздухоприточной установке понимаем рекомендуемые значения аэродинамических потерь в элементах воздухоприточной установки: входных клапанах $\Delta p^{\text{н}}_{\text{вх.кл}}$, начальные потери фильтрах $\Delta p^{\text{н}}_{\text{ф}}$, калориферах $\Delta p^{\text{н}}_{\text{к}}$, глушителях шума $\Delta p^{\text{н}}_{\text{гл}}$ и т.д.

Аэродинамическая эффективность является сезонным понятием, т. к. к «**потребной мощности**» могут быть отнесены только затраты мощности на подготовку воздуха для данного периода года, например, затраты мощности на преодоление потерь в калорифере в летний период являются потерянными для системы.

Суммарные «нормативные» потери давления в приточной установке:

$$\sum_{i=1}^{k} \Delta p^{\text{н}}_{\text{прит}i} = \Delta p^{\text{н}}_{\text{вх.кл}} + \Delta p^{\text{н}}_{\text{ф}} + \Delta p^{\text{н}}_{\text{к}} + \ldots \Delta p^{\text{н}}_{\text{прит}i}, \tag{6.2}$$

где k – число элементов приточной установки.

Полные аэродинамические потери в вентсистеме:

$$p_{\text{с}} = \sum_{i=1}^{k} \Delta p^{\text{н}}_{\text{прит}i} + \Delta p_{\text{возд}}$$

где $\sum_{i=1}^{k} \Delta p^{\text{н}}_{\text{прит}i}$ – действительные потери давления в элементах воздухоприточной установки, Па;

$\Delta p_{\text{возд}}$ – потери давления в магистральном воздуховоде, включая полные потери в воздухораспределительном устройстве (внутренние потери плюс динамическое давление выходящего потока), Па.

При стационарном режиме полное давление вентилятора равно сопротивлению сети по полным параметрам, т.е. $p_v = p_{\text{с}}$. Потребляемая вентилятором мощность:

$$N_v = \frac{p_v L}{\eta_{\text{прив}}}, \qquad (6.3)$$

где p_v – полное давление вентилятора, Па;

L – производительность приточной установки, м^3/с;

$\eta_{\text{прив}}$ – КПД привода вентилятора по полным параметрам.

Окончательно эффективность воздухоприточной системы (системы воздушного отопления) может быть записана в виде:

$$\eta_{\text{прит}} = L\left(\sum_{i=1}^{k} \Delta p^{\text{н}}_{\text{прит}i} + \sum_{j=1}^{m} \bar{L}_j \frac{\rho V^2_{\text{вых}j}}{2}\right)\frac{1}{N_v} = \frac{(\sum_{i=1}^{k} \Delta p^{\text{н}}_{\text{прит}i} + \sum_{j=1}^{m} \bar{L}_j \frac{\rho V^2_{\text{вых}j}}{2})\eta_{\text{прив}}}{\sum_{i=1}^{k} \Delta p_{\text{прит}i} + \Delta p_{\text{возд}}}, \qquad (6.4)$$

где m – число воздуховыпускных устройств;

$\bar{L} = \frac{L_j}{L}$ – относительный расход воздуха через j-е воздуховыпускное устройство;

$V_{\text{вых}j}$ – скорость выхода воздуха из j-го воздуховыпускного устройства, м/с.

Или: $$\eta_{\text{прит}} = \chi_{\text{прит}} \eta_{\text{прив}}, \qquad (6.5)$$

где $\chi_{прит}$ – отношение «нормативных» потерь в воздухоприточной установке плюс динамическое давление потока, истекающего из воздухораздающих устройств к

действительным потерям в вентиляционной системе, включая действительные потери в воздухоприточной установке, в вентиляционных каналах плюс динамическое давление потока, истекающего из воздухораздающих устройств:

$$\chi_{\text{прит}} = \frac{\sum_{i=1}^{k} \Delta p^{\text{н}}_{\text{прит}i} + \frac{\rho V^2_{\text{вых}j}}{2}}{\sum_{i=1}^{k} \Delta p_{\text{прит}i} + \Delta P_{\text{возд}}}. \qquad (6.6)$$

Таким образом, аэродинамическая эффективность воздухоприточных установок (систем воздушного отопления) определяется величиной КПД привода вентилятора, умноженного на коэффициент $\chi_{\text{прит}}$.

6.2 Вытяжные системы

К **«потребной»** мощности вытяжной системы отнесем затраты на перемещение загрязненного воздуха и выброс в атмосферу со скоростью не превышающей «**нормативную**» величину, а также на обработку воздуха при «**нормативных**» аэродинамических потерях: очистка, охлаждение (утилизация теплоты) и т.д. Превышение «**нормативных**» аэродинамических потерь и «нормативной» скорости приводит безвозвратным потерям мощности.

Эффективность вытяжной вентиляционной системы:

$$\eta_{\text{выт}} = L\frac{\sum_{i=1}^{k} \Delta p^{\text{н}}_{\text{выт}i} + \frac{\rho V^{\text{н}\ 2}_{\text{вых}}}{2}}{N_v} = \frac{(\sum_{i=1}^{k} \Delta p^{\text{н}}_{\text{выт}i} + \frac{\rho V^{\text{н}\ 2}_{\text{вых}}}{2})\eta_{\text{прив}}}{\sum_{i=1}^{k} \Delta p_{\text{выт}i} + \Delta p_{\text{возд}}}, \qquad (6.7)$$

где $\sum_{i=1}^{k} \Delta p^{\text{н}}_{\text{выт}i}$ – «**нормативные**» потери в элементах вытяжной установки, Па;

$V^{\text{н}}_{\text{вых}}$ – «**нормативная**» скорость выхода потока, м/с;

$\sum_{i=1}^{k} \Delta p_{\text{выт}i}$ – действительные потери давления в элементах вытяжной установки, Па;

$\Delta p_{\text{возд}}$ – потери давления в воздуховодах вытяжной системы, включая полные потери выхода потока, Па.

Или: $$\eta_{выт} = \chi_{выт}\eta_{прив}, \quad (6.8)$$

где $\chi_{выт}$ – отношение «нормативных» потерь в воздухо-приточной установке плюс динамическое давление потока, истекающего из воздухораздающих устройств, к действительным потерям в вентиляционной системе, включая действительные потери в воздухоприточной установке, в вентиляционных каналах плюс динамическое давление потока, выходящего из системы:

$$\chi_{выт} = \frac{\sum_{i=1}^{k} \Delta p^{н}_{выт i} + \frac{\rho V^2_{вых}}{2}}{\sum_{i=1}^{k} \Delta p_{выт i} + \Delta p_{возд}}. \quad (6.9)$$

Таким образом, аэродинамическая эффективность вытяжных систем определяется величиной КПД привода вентилятора, умноженного на коэффициент $\chi_{выт}$.

Если вытяжная система должна обеспечить увод загрязненного воздуха (факельный выброс), то гидравлическая мощность выходящего потока не является потерянной и, в этом, случае вместо «**нормативной**» скорости принимается действительная скорость выхода потока $V_{вых}$.

6.3 «Нормативные» потери

Существует большое количество элементов вентиляционных установок: воздушные клапаны, фильтры различных классов очистки, электрофильтры, различного типа теплообменники, теплообменники – утилизаторы, воздухоохладители; увлажнители, шумоглушители и т.д. Для уточнения понятия «эффективность венсистем» необходимо определить и утвердить значения «**нормативных**» потерь в элементах вентсистем.

6.3.1 «Нормативные» потери в воздушных клапанах

В вентиляционных системах, в качестве входных элементов используются сетки, входные воздушные клапана с неподвижными и поворотными лопатками и т.д. В воздухоприточных системах, как правило, используются входные воздушные клапаны (далее входные клапаны) с поворотными лопатками, работающими в режиме открыто/закрыто. Если входной клапан стоит первым на входе в установку,

то его аэродинамические потери в открытом состоянии не превышают 20 Па. Примем, что нормативные потери входного клапана равны 20 Па.

Примечание – Для сравнения: в ГОСТ Р ЕН 13779 [4] даны **обобщенные** рекомендуемые значения потерь во входных и выходных элементах 20, 50 и 70 Па (при низких, нормальных и высоких потерь в системе).

6.3.2 «Нормативные» потери в фильтрах

Определим «нормативные» потери в фильтрах, используя европейский нормативный документ Eurovent 4/11-2015. В нем приведены классы энергопотребления фильтров для: 6000 рабочих часов в год; расхода через фильтр Q = 3400 м^3/ч; КПД привода вентилятора $\eta_{прив}$= 0,5. На основе годового энергопотребления можно определить **осредненные** потери в фильтрах в расчете на год. Предлагаемые значения «нормативных» потерь (без математического округления) приведены в таблице 6.1.

Таблица 6.1 – «Нормативные» потери в воздушных фильтрах

Класс фильтрации / Класс энергоэффективности	G4	F5(M6)	F6(M6)	F7	F8	F9
A	55	60	75	110	145	180
B	65	70	90	135	180	230
C	75	80	105	155	210	270
D	80	95	115	180	240	310
E	90	105	130	200	270	360
F	100	120	140	220	300	400
G	110	130	160	240	350	460

Примечание – Для сравнения: в ГОСТ Р ЕН 13779 [4] даны **обобщенные** рекомендуемые значения потерь перед заменой в фильтрах грубой, средней и тонкой очистки 100, 150 и 250 Па (при низких, нормальных и высоких потерь в системе).

6.3.3 «Нормативные» потери в медно-алюминиевых воздухо-водяных теплообменниках для нагрева воздуха

Для определения «нормативных» потерь были рассчитаны потери в 2, 3 и 4 – рядных медно-алюминиевых теплообменниках со стандартными параметрами:

шахтное расположение трубок 25×21,65 10^{-3} м; диаметр медных трубок 9,51 10^{-3} м; толщина стенки трубок 1,5 10^{-3} м; толщин алюминиевых ламелей 0,15 10^{-3} м. Результаты расчетов представлены на рисунке 6.1.

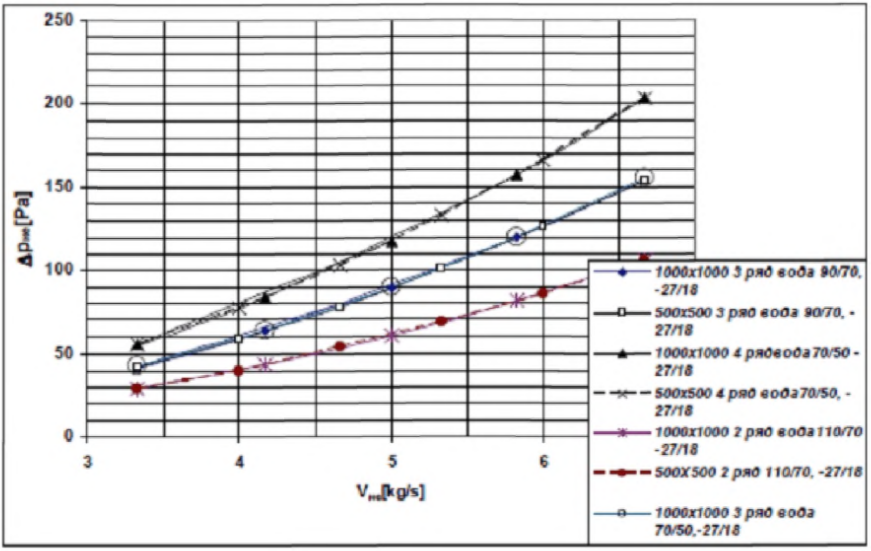

Рисунок 6.1 – «Нормативные» потери в медно-алюминиевых воздухо-водяных теплообменниках для нагрева воздуха

Для медно-алюминиевых теплообменников можно принять «нормативные» потери, соответствующие средней массовой скорости воздуха на входе 5 кг/с: двухрядные 70 Па; трехрядные 100 Па; четырехрядные 130 Па.

Примечание – Для сведения в европейском стандарте ЕН 13779 рекомендованы аэродинамические потери в теплообменниках 100 Па, 140 Па и 200 Па (для низких, средних и высоких потерь в вентсистемах), а в ГОСТ Р ЕН 13779 40, 80 и 120 Па, соответственно.

6.3.4 «Нормативная» скорость выхода потока

Потери энергии, связанные с выходной скоростью, являются очень важными и могут составлять более половины от потребляемой энергии. В качестве примера на рисунке 6.2 приведены годовые энергозатраты при выпуске в атмосферу воздуха при: работе 6000 ч; расходе 3400 м^3/ч и 100 000 м^3/ч; КПД привода вентилятора $\eta_{прив}$ = 0,5.

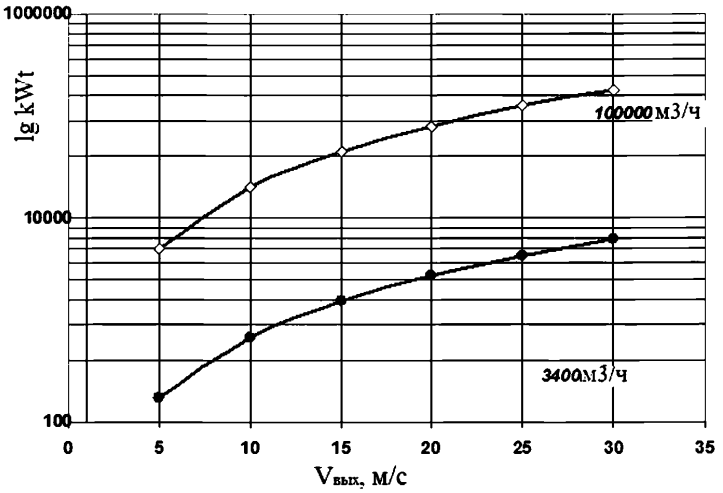

Рисунок 6.2 – Энергетические затраты при выходе воздуха в атмосферу

При скорости выхода потока 1,5 м/с годовой расход электроэнергии составит 15,3 кВт·ч при 3400 м^3/ч и 450 кВт·ч при 100 000 м^3/ч, а при скорости 30 м/с 6 117 кВт·ч и 180 014 кВт·ч, соответственно.

Если принять, что потери с выходной скоростью не должны превышать 60 – 70 Па, то «нормативная» скорость должна быть 10 м/с.

Примечания:

1 Если вытяжная система должна обеспечить увод загрязненного воздуха (факельный выброс), то гидравлическая мощность выходящего потока не является потерянной, и в этом случае вместо «нормативной» скорости принимается действительная скорость выхода потока.

2 В дальнейшем необходимо предложить различные значения «нормативной» скорости для разных типов вентиляционных систем.

6.4 Суммарная сводка «нормативных» потерь в вентиляционных системах

Остальные «нормативные» потери в элементах приточно/вытяжных вентустановок были определены эмпирическим (опытным) путем. Сводная таблица «нормативных» аэродинамических потерь приведена в таблице 6.2.

Таблица 6.2 – Сводная таблица «нормативных» потерь и «нормативной» скорости выхода потока

	Элемент		«Нормативные» потери, Па		
1	Входной воздушный клапан		20		
2	Секция рециркуляции		50		
3	Воздушный фильтр		см. табл. 3		
		Секция нагрева, число рядов	2	3	4
4	нагрев	Воздухо-водяной теплообменник для нагрева воздуха (медно-алюминиевый)	70	100	130
5	нагрев	Воздухо-водяной (биметаллический)	60	90	120
6	нагрев	Паровой (медно- алюминиевый)	70	100	130
7	нагрев	Паровой (биметаллический)	60	90	120
	охлаждение	Секция охлаждения, число рядов	3	4	5
8	охлаждение	Воздухо-водяной (медно-алюминиевый)	90	120	140
9	охлаждение	Воздухо-водяной (биметаллический)	80	110	130
10	охлаждение	Фреоновый	50	60	70
11	Увлажнитель воздуха (форсуночный)		50		
12	Увлажнитель воздуха (поверхностный)		150		
13	Паровой увлажнитель воздуха		20		
14	Рекуператор перекрестный**		140		
15	Вращающийся рекуператор**		200		
16	Рекуператор с разнесенными теплообменниками**		140		
17	Скорость выхода потока, м/с		10		
18	Шумоглушитель		50		

* Конечный перепад давления перед заменой фильтра.

** По любой стороне теплообменника.

Таблица 6.3 – «Нормативные» потери в воздушных фильтрах

Класс фильтрации / Класс энергоэффективности	G4	F5(M6)	F6(M6)	F7	F8	F9
A	55	60	75	110	145	180
B	65	70	90	135	180	230
C	75	80	105	155	210	270
D	80	95	115	180	240	310
E	90	105	130	200	270	360
F	100	120	140	220	300	400
G	110	130	160	240	350	460

6.6 Примеры аэродинамической эффективности вентсистем

Рассмотрим на ряде примеров аэродинамическую эффективность некоторых вентиляционных систем: струйного осевого вентилятора, вытяжного радиального вентилятора с веерным и факельным выбросом, а также воздухоприточных установок с «нормативными» потерями в элементах установки, со скоростью выхода потока 1,5 и 10 м/с, а также с увеличенными потерями в системе. Результаты расчетов приведены в приложении Г.

Из приведенных расчетов видно, что предложенный способ определения аэродинамической эффективности отражает основные аэродинамические особенности вентиляционных систем. Использование критерия позволяет на уровне разработки проектов, или же при экспертной оценке выполненных, принимать решение о целесообразности их использования.

7 Особенности оценки энергетической эффективности систем внутреннего теплоснабжения для нужд систем вентиляции для жилых и общественных зданий

В общем случае определение результирующих тепловых затрат на системы отопления и вентиляции $Q_{ов}$, Вт, при этом осуществляется с помощью формулы:

$$Q_{ов} = Q_{ов}^{потр} + Q_{ов}^{доп} = \beta\left(Q_{ов}^{потр} + Q_{ов}^{доп}\right) = \beta_{о} Q_{о}^{потр} + \beta_{в} Q_{в}^{потр}, \quad (7.1)$$

где $Q_{ов}^{потр}$ – суммарные тепловые потребности здания на отопление и вентиляцию, Вт;

$Q_{ов}^{доп}$ – суммарные дополнительные тепловые потери инженерных систем, Вт.

$Q_{о}^{потр}$ – тепловые потребности здания на отопление, Вт;

$Q_{в}^{потр}$ – тепловые потребности здания на вентиляцию, Вт;

Тепловые затраты систем отопления и вентиляции – это тепловые потребности помещений здания на отопление и вентиляцию, дополненные величиной собственных тепловых потерь указанных инженерных систем.

Определение тепловых потребностей здания на отопление и вентиляцию представляет собой самостоятельный расчет и является первым этапом проектных работ, на основании которого определяется необходимость сообщения тепловой энергии к помещениям для осуществления их отопления и, таким образом, потребности помещения в соответствующем инженерном оснащении.

Дополнительные потери теплоты систем отопления в общем случае образуются из-за несовершенства сообщения теплоносителя к помещению: из-за тепловых потерь при переносе тепловой энергии в трубах и воздуховодах и из-за тепловых потерь при передаче теплоты от отопительных приборов к помещению;

β – поправочный коэффициент, отражающий суммарные дополнительные тепловые потери инженерных систем;

$\beta_{о}$ – поправочный коэффициент, отражающий дополнительные тепловые потери инженерных систем водяного отопления, определяемые по формуле (7.2):

$$\beta_{о} = \beta_{о,А} + \beta_{о,Б}, \quad (7.2)$$

$\beta_{в}$ – дополнительные тепловые потери инженерных систем вентиляции и

воздушного отопления, определяемые по формуле:

$$\beta_в = \beta_{в,А} + \beta_{в,Б} . \quad (7.3)$$

Тепловые потери, связанные с несовершенством передачи теплоты от отопительных приборов к помещениям, обусловлены дополнительными потерями теплоты отопительными приборами, расположенными вблизи наружных ограждений (в результате избыточного перегрева этих участков наружных ограждений), и дополнительными потерями теплоты, связанными с увеличением площади поверхности отопительных приборов выше требуемых значений (в результате подбора отопительных приборов, а также из-за обеспечения возможности регулирования теплоотдачи отопительных приборов). Их результирующее воздействие выражается поправочным коэффициентом $\beta_{о,А}$.

В системах водяного отопления, а также в системах водяного теплоснабжения воздухонагревателей вентиляционных установок тепловые потери при переносе тепловой энергии обусловлены остыванием теплоносителя в трубах указанных систем и учитываются с помощью поправочного коэффициента $\beta_{о,Б}$.

Тепловые потери, связанные с несовершенством воздухораспределения в помещениях, учитываются с помощью поправочного коэффициента $\beta_{в,А}$.

В системах вентиляции, а также в системах воздушного отопления тепловые потери при переносе тепловой энергии обусловлены остыванием воздуха в воздуховодах и учитываются с помощью поправочного коэффициента $\beta_{в,Б}$.

Примечание – При обосновании в величины β, $\beta_о$ и $\beta_в$ можно вводить дополнительный поправочный коэффициент в качестве слагаемого $\beta_{i,В}$, где i – индекс, указывающий на тип характеризуемой инженерной системы, при наличии.

Достоверное определение тепловых затрат систем отопления и вентиляции невозможно без конструирования и выполнения гидравлических и аэродинамических расчетов этих инженерных систем, а также без теплового расчета отопительных приборов и расчета воздухораспределителей.

При этом в соответствии с пунктом 6.2.8 СП 60.13330 дополнительные тепловые потери систем отопления не должны превышать 7% от величины тепловых затрат на системы отопления.

Кроме того, следует учитывать в расчетах такой случай, когда требуемый

воздухообмен в теплый или переходный период года превышает требуемый воздухообмен в холодный период года, а система вентиляции при работе в холодный период года обеспечивает требуемый воздухообмен с превышением. Тогда разность требуемых воздухообменов в теплый или переходный и холодный периоды года не относят к вентиляционным тепловым потребностям, а учитывают в качестве дополнительных тепловых потерь систем вентиляции с помощью коэффициента $\beta_{в,в}$.

Отношение определенных энергетических потребностей $Q_{ов}^{потр}$ к энергетическим затратам $Q_{ов}$ определенной инженерной системы характеризует энергетическую эффективность этой инженерной системы в расчетном режиме: отопления и/или теплоснабжения приточных вентиляционных установок.

При этом из-за невозможности однозначно учитывать коэффициент трансформации электрической энергии в тепловую, дополнительные энергетические затраты систем водяного отопления и теплоснабжения приточных вентиляционных установок, связанные с транспортировкой теплоносителя по элементам системы, т.е. электрическая энергия, затрачиваемая насосом учитывается отдельно.

При отдельном рассмотрении систем внутреннего теплоснабжения воздухонагревателей приточных вентиляционных установок набор дополнительных тепловых потерь этих инженерных систем подобен по составу набору дополнительных тепловых потерь, характерных для систем водяного отопления (прежде всего, это – тепловые потери при передаче теплоты от теплообменника к обогреваемому воздуху и тепловые потери при переносе теплоносителя к теплообменнику).

Поправочный коэффициент, учитывающий дополнительные тепловые потери систем внутреннего теплоснабжения воздухонагревателей приточных установок, определяется аналогично формуле (7.2).

8 Методы и способы повышения эффективности систем вентиляции

При стандартной практике проектирования, проектировщик определяет ветвь с максимальными потерями и ее считает магистральной. В настоящей методике не рассматриваются такие известные способы увеличения аэродинамической эффективности вентсистем как уменьшение потерь в магистральной ветви: уменьшение скорости в воздуховодах, потерь в фасонных частях и элементах приточных/вытяжных установок, использование рециркуляции и рекуперации теплоты и т.д. согласно СП.60.13330. Это так называемые **пассивные** способы воздействия на аэродинамические потери в системе.

Следует понимать, что энергетическая эффективность с точки зрения потребления электрической энергии при «пассивном» воздействии на вентиляционную систему целиком определяется потерями в магистральной ветви. Если же потери в магистральной ветви минимизированы, то аэродинамическая эффективность вентиляционной системы будет абсолютно одинаковой, какими бы путями и с какими потерями мы не доставляли воздух в точку рабочую зону (если при этом потери второй ветви не превышают потерь в магистральной ветви).

Однако существуют иные способы увеличения эффективности вентсистем, которые называются а**ктивными** способами воздействия на вентсистему [6].

Под активными способами понимаем:

- разбиение вентсистемы на несколько независимых систем;

- использование «вентиляторов – доводчиков»;

- использование «камер нулевого статического давления» совместно с «вентиляторами – доводчиками».

Рассмотрим воздухоприточную систему, состоящую из трех ветвей, непосредственно исходящих из воздухоприточной установки (рис. 8.1), с рассредоточенной с рассредоточенной по длине воздуховодов раздачей воздуха.

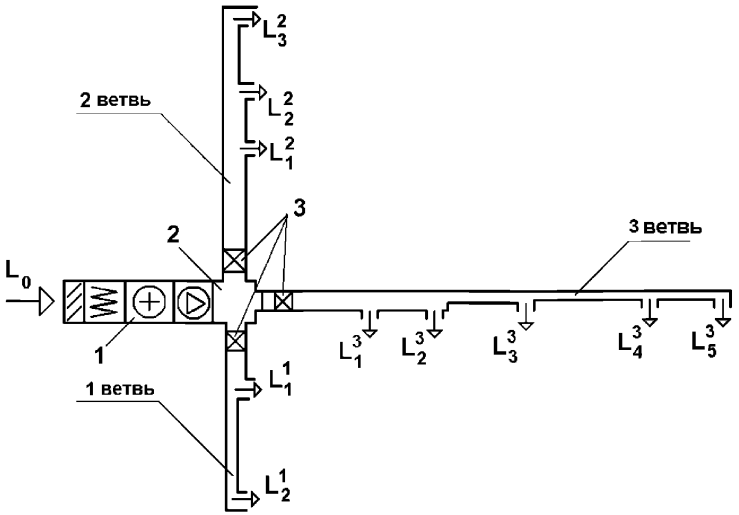

Рисунок 8.1 – Схема вентсистемы:

1 – воздухоприточная установка; *2* – камера разбора; *3* – дроссели

Для удобства восприятия на рисунке длина воздуховода изображена пропорционально потерям давления, а его толщина – производительности. Примем, что статическое давление на выходе из воздухоприточной установки существенно больше динамического давления потока воздуха в воздуховодах.

При расчете требуемого давления вентилятора выделяется магистральная ветвь, в нашем случае это 3-я ветвь. Вентилятор воздухоприточной установки (далее – основной вентилятор) подбирается на заданный расход и полное давление p_{v0}, равное потерям в воздухоприточной установке, плюс потери в магистральной ветви:

$$p_v = \Delta p_c = \sum_{i=1}^{k} \Delta p_{\text{приті}} + \Delta p_{\text{возд}}, \qquad (8.1)$$

где $\sum_{i=1}^{k} \Delta p_{\text{приті}}$ – действительные потери давления в элементах воздухоприточной установки;

$\Delta p_{\text{возд}}$ – потери давления в магистральном воздуховоде, включая полные

потери в воздухораспределительном устройстве (внутренние потери плюс динамическое давление выходящего потока).

При стандартной практике проектирования аэродинамические потери в 1-й и 2-й ветвях должны быть равны потерям в магистрали, т.е. их потери должны быть искусственно увеличены, соответственно, увеличиваются и общие потери вентсистемы. Обычно это делается различными способами, например, за счет увеличения скорости в воздуховодах, установки дроссельных шайб и т.д. Непосредственно же в каждой из ветвей заданный расход через раздающие устройства может быть получен за счет увеличения сопротивления самих раздающих устройств: установкой диафрагм, прикрытием решеток и т.д. В дальнейшем и то, и другое именуем термином «дросселирование» и назовем пассивным воздействием на сеть. Потери мощности при дросселировании определяются по формуле:

$$N_{\text{дрос}} = \frac{L_{\text{дрос}} \cdot \Delta p_{\text{дрос}}}{\eta_{\text{прив}}}, \tag{8.2}$$

где $\Delta p_{\text{дрос}}$ – перепад давления на дросселе, Па;

$L_{\text{дрос}}$ – расход через дроссель, м^3/с;

$\eta_{\text{прив}}$ – КПД привода вентилятора.

Потребляемая вентилятором мощность равна:

$$N_v = \frac{p_v L}{\eta_{\text{прив}}}.$$

Эффективность приточной системы вентиляции (системы воздушного отопления) может быть записана в виде:

$$\eta_{\text{прит}} = L\left(\sum_{i=1}^{k}\Delta p^{\text{н}}_{\text{прит}i} + \sum_{j=1}^{m}\bar{L}_j\frac{\rho V^2_{\text{вых}j}}{2}\right)\frac{1}{N_v} = \frac{(\sum_{i=1}^{k}\Delta p^{\text{н}}_{\text{прит}i} + \sum_{j=1}^{m}\bar{L}_j\frac{\rho V^2_{\text{вых}j}}{2})\eta_{\text{прив}}}{\sum_{i=1}^{k}\Delta p_{\text{прит}i} + \Delta p_{\text{возд}}}. \tag{8.3}$$

Если принять, что скорость выхода потока $V_{\text{вых}i}$ мала, а потери в воздухоприточной установке равны нормативным, тогда:

$$\eta_{\text{прит}} = \frac{\eta_{\text{прив}}}{1 + \frac{\Delta p_{\text{возд}}}{\sum_{i=1}^{k} \Delta p^{\text{н}}_{\text{приті}}}}, \qquad (8.4)$$

т. е. эффективность вентсистемы зависит от КПД привода вентилятора и отношения аэродинамических потерь в сети воздуховодов к нормативным потерям в приточной установке. При равенстве потерь в воздуховодах нормативным потерям в приточной установке аэродинамическая эффективность вентсистемы равна половине КПД привода вентилятора.

8.1 Разбиение системы на несколько приточных установок (активное воздействие)

В ряде случаев, например, если вентсистема состоит из нескольких ветвей с сильно отличающимся аэродинамическими потерями или расходом, для увеличения эффективности вентсистемы будет оптимально разбить ее на несколько отдельных (независимых) систем.

8.2 Использование вентиляторов-доводчиков (активное воздействие)

Выберем в качестве магистральной ветвь с минимальными потерями, а в остальных ветвях установим вентиляторы-доводчики, компенсирующие соответствующее превышение потерь (рисунок 8.2). Т. к. такое воздействие на вентсистему приводит к уменьшению общего аэродинамического сопротивления, то в отличие от пассивного дросселирования, назовем его активным.

Установим:

- в камере разбора давление, равное потерям в первой ветви;

- в ветви 2 – вентилятор-доводчик 5 с производительностью $L_3^{\,2}$ и давлением равным $\Delta p_2 - \Delta p_1$

- в ветви 3 – вентилятор-доводчик 3 с производительностью $L_3^{\,3} + L_4^{\,3} + L_5^{\,3}$ и давлением равным $\Delta p_2 - \Delta p_1$;

- в ветви 3 в месте, где потери давления равны потерям давления во 2-й ветви

Δp_2, вентилятор-доводчик 4 с производительностью $L_4^3 + L_5^3$ и давлением равным $\Delta p_3 - \Delta p_2$.

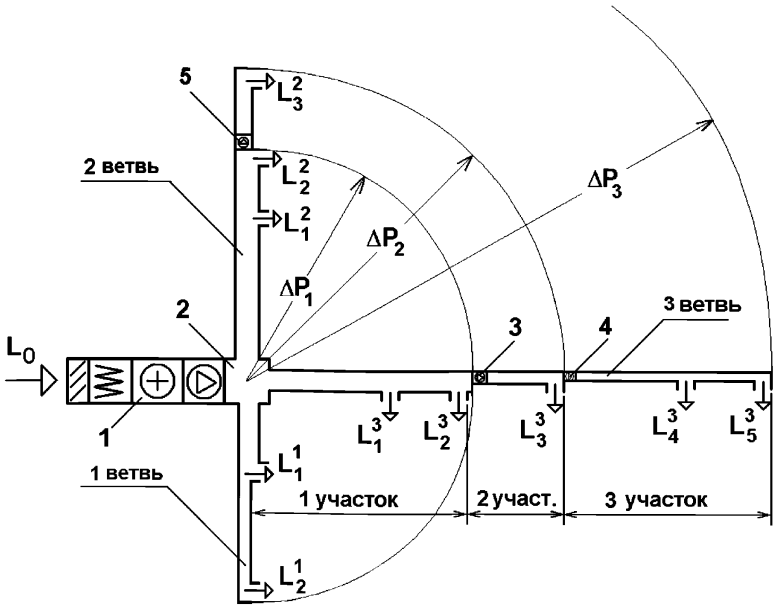

Рисунок 8.2 – Активное воздействие на вентсистему:
1 – воздухоприточная установка; *2* – камера разбора;
3, *4*, *5* –вентиляторы-доводчики

Вентилятор воздухоприточной установки в этом случае должен иметь полное давление, равное потерям в установке, плюс потери в 1 ветви:

$$p_{v0} = \Delta p_c = \sum_{i=1}^{k} \Delta p_{\text{прит}i} + \Delta p_{\text{возд}},$$

а потребляемая мощность составит $N_{v0} = \dfrac{p_{v0} L}{\eta_{\text{прив}0}}$.

Суммарная потребляемая мощность всех вентиляторов:

$$N_{v.сум} = N_{vo} + N_{\text{вд}1} + N_{\text{вд}2} + N_{\text{вд}3};$$

где $N_{\text{вд}1}, N_{\text{вд}2}, N_{\text{вд}3}$ – потребляемая мощность вентиляторов-доводчиков.

Эффективность воздухоприточной системы:

$$\eta_{\text{прит}} = \frac{L\left(\sum_{i=1}^{k}\Delta p^{\text{н}}_{\text{прит}i} + \sum_{j=1}^{m}\bar{L}\frac{\rho V^2_{\text{вых}j}}{2}\right)}{N_{v.\text{сум}}}. \qquad (8.5)$$

8.3 Использование камеры нулевого статического давления совместно с вентиляторами-доводчиками (активное воздействие)

В сетях с параллельными ветвями (исходящими непосредственно за разбор воздуха вентиляторами-доводчиками, каждый из которых работает на свою ветвь. воздухоприточной установкой) в ряде случаев предпочтительней в камере разбора поддерживать статическое давление, близкое к нулю. Этот элемент воздухоприточной установки назовем камерой нулевого статического давления (см. рисунок 8.3). Основной вентилятор подает необходимое количество воздуха в камеру, преодолевая только аэродинамические потери воздухоприточной установки. Из камеры происходит разбор воздуха вентиляторами-доводчиками, каждый из которых работает на свою ветвь.

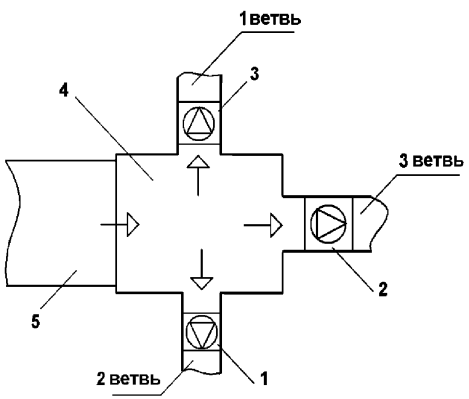

Рисунок 8.3 – Камера «нулевого статического давления»:

1, *2*, *3* – вентиляторы-доводчики; *4* – камера нулевого статического давления; *5* – воздухоприточная установка

Несколько примеров построения энергоэффективных вентсистем при различных вариантах пассивного и активного воздействия на вентсистемы,

изложены в Приложении Д. Как показано, все использованные способы активного воздействия приводят к увеличению аэродинамической эффективности вентсистем и уменьшению излучаемого шума.

8.4 Основные принципы построения аэродинамически эффективных вентсистем

1 Предпочтение следует отдавать простым (неразветвленным) вентсистемам.

2 В вентситемах с разветвленными воздуховодами:

- следует исключать ветви с малыми аэродинамическими потерями и с относительно большим расходом;

- следует проектировать ветви с примерно одинаковыми аэродинамическими потерями, чтобы избежать дросселирования при балансировке расходов;

- положительный эффект от активного воздействия на вентсистему будет тем больше, чем меньше производительность и больше потери давления непосредственно в магистральной ветви;

- при «активном» воздействии на вентсистему, в качестве магистральной следует выбирать ветвь с относительно большим расходом и минимальными аэродинамическими потерями, а в остальных ветвях использовать вентиляторы-доводчики.

3 В вентсистемах с линейными воздуховодами и с рассредоточенным притоком/вытяжкой:

- предпочтение следует отдавать вентсистемам с неравномерным по длине воздуховода притоком/вытяжкой, в которых расход приточного/удаляемого через устройства воздуха увеличивается к концу воздуховода;

- положительный эффект от активного воздействия на линейную вентсистему будет тем больше, чем больше потери давления непосредственно в воздуховоде и больше относительная часть воздуха приточного/удаляемого из близлежащих к началу воздуховода устройств;

– при активном воздействии на вентсистему воздуховод следует разбивать на ряд участков, в начале которых необходимо устанавливать вентиляторы-доводчики, компенсирующие соответствующие аэродинамические потери.

Приложение А

УДЕЛЬНАЯ МОЩНОСТЬ ВЕНТИЛЯТОРА. ПЕРЕПАДЫ ДАВЛЕНИЯ НА ЭЛЕМЕНТАХ

(из ГОСТ Р ЕН 13779-2007 «Вентиляция в нежилых зданиях. Технические требования к системам вентиляции и кондиционирования»)

Классификация вентиляторов (для каждого вентилятора) в зависимости от удельных мощностей приведена в таблице А.1.

Если не оговорено иное, то следует применять типовое значение по таблице А.3 (приложение А).

Таблица А.1 – Классификация вентиляторов в зависимости от удельной мощности

Обозначение класса вентилятора	Значение удельной мощности P_{SFP}, Вт · с/м^3
SFP 1	< 500
SFP 2	500–700
SFP 3	750–1250
SFP 4	1250–2000
SFP 5	> 2000

Таблица А.2 – Примеры перепадов давления на отдельных элементах приточной системы вентиляции

Элемент	Перепад давления, Па		
	низкий	нормальный	высокий
Воздуховод	100	200	300
Секция нагревания	40	80	120
Секция охлаждения	60	100	140
Рекуператор	100	150	200
Увлажнитель	20	40	60
Секция фильтра *	100	150	250

Шумоглушитель	30	50	80
Конечный элемент	30	50	100
Входное и выходное отверстия для воздуха	20	50	70
* Конечный перепад давления перед заменой фильтра.			

Таблица А.3 – Примеры перепадов давления в вытяжной системе

Элемент	Перепад давления, Па		
	низкий	нормальный	высокий
Воздуховод и конечный элемент	100	200	300
Рекуператор	100	150	200
Секция фильтра*	100	150	250
Шумоглушитель	30	50	80
Входное и выходное отверстия для воздуха	20	40	60
*Конечный перепад давления перед заменой фильтра.			

Приложение Б
НОРМАТИВНЫЕ ЗНАЧЕНИЯ КПД АСИНХРОННЫХ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕЙ

(из ГОСТ ГОСТ Р 54413-2011 «Машины электрические вращающиеся. Часть 30. Классы энергоэффективности односкоростных трехфазных асинхронных двигателей с короткозамкнутым ротором (код IE)»)

Нормативные значения КПД класса энергоэффективности нормального (IE1)

Таблица Б.1 – Нормативные значения КПД, %, для класса энергоэффективности IE1 при частоте 50 Гц

P_N, кВт	Число полюсов		
	2	4	6
0,75	72,1	72,1	70,0
1,1	75,0	75,0	72,9
1,5	77,2	77,2	75,2
2,2	79,7	79,7	77,7
3	81,5	81,5	79,7
4	83,1	83,1	81,4
5,5	84,7	84,7	83,1
7,5	86,0	86,0	84,7
11	87,6	87,6	86,4
15	88,7	88,7	87,7
18,5	89,3	89,3	88,6
22	89,9	89,9	89,2
30	90,7	90,7	90,2
37	91,2	91,2	90,8
45	91,7	91,7	91,4
55	92,1	92,1	91,9
75	92,7	92,7	92,6
90	93,0	93,0	92,9
110	93,3	93,3	93,3
132	93,5	93,5	93,5
160	93,8	93,8	93,8
От 200 до 355	94,0	94,0	94,0

Таблица Б.2 – Нормативные значения КПД, %, для класса энергоэффективности IE1 при частоте 60 Гц

P_N, кВт	Число полюсов		
	2	4	6
0,75	77,0	78,0	73,0
1,1	78,5	79,0	75,0
1,5	81,0	81,5	77,0
2,2	81,5	83,0	78,5
3,7	84,5	85,0	83,5
5,5	86,0	87,0	85,0
7,5	87,5	87,5	86,0
11	87,5	88,5	89,0
15	88,5	89,5	89,5
18,5	89,5	90,5	90,2
22	89,5	91,0	91,0
30	90,2	91,7	91,7
37	91,5	92,4	91,7
45	91,7	93,0	91,7
55	92,4	93,0	92,1
75	93,0	93,2	93,0
90	93,0	93,2	93,0
110	93,0	93,5	94,1
150	94,1	94,5	94,1
От 185 до 355	94,1	94,5	94,1

Нормативные значения КПД класса энергоэффективности повышенного (IE2)

Таблица Б.3 – Нормативные значения КПД, %, для класса энергоэффективности IE2 при частоте 50 Гц

P_N, кВт	Число полюсов		
	2	4	6
0,75	77,4	79,6	75,9
1,1	79,6	81,4	78,1
1,5	81,3	82,8	79,8
2,2	83,2	84,3	81,8
3	84,6	85,5	83,3
4	85,8	86,6	84,6
5,5	87,0	87,7	86,0
7,5	88,1	88,7	87,2
11	89,4	89,8	88,7
15	90,3	90,6	89,7
18,5	90,9	91,2	90,4
22	91,3	91,6	90,9
30	92,0	92,3	91,7
37	92,5	92,7	92,2
45	92,9	93,1	92,7
55	93,2	93,5	93,1
75	93,8	94,0	93,7
90	94,1	94,2	94,0
110	94,3	94,5	94,3
132	94,6	94,7	94,6
160	94,8	94,9	94,8
От 200 до 355	95,0	95,1	95,0

Таблица Б.4 – Нормативные значения КПД, %, для класса энергоэффективности IE2 при частоте 60 Гц

P_N, кВт	Число полюсов		
	2	4	6
0,75	75,5*	82,5	80,0
1,1	82,5	84,0	85,5
1,5	84,0	84,0	86,5
2,2	85,5	87,5	87,5
3,7	87,5	87,5	87,5
5,5	88,5	89,5	89,5
7,5	89,5	89,5	89,5
11	90,2	91,0	90,2
15	90,2	91,0	90,2
18,5	91,0	92,4	91,7
22	91,0	92,4	91,7
30	91,7	93,0	93,0
37	92,4	93,0	93,0
45	93,0	93,6	93,6
55	93,0	94,1	93,6
75	93,6	94,5	94,1
90	94,5	94,5	94,1
110	94,5	95,0	95,0
150	95,0	95,0	95,0
От 185 до 355	95,4	95,4**	95,0

* В соответствии с [6].

** В [6] предел 95% для 185 кВт и 95,8% для 375 кВт.

Нормативные значения КПД класса энергоэффективности премиум (IE3)

Таблица Б.5 – Нормативные значения КПД, %, для класса энергоэффективности IE3 при частоте 50 Гц

P_N, кВт	Число полюсов		
	2	4	6
0,75	80,7	82,5	78,9
1,1	82,7	84,1	81,0
1,5	84,2	85,3	82,5
2,2	85,9	86,7	84,3
3	87,1	87,7	85,6
4	88,1	88,6	86,8
5,5	89,2	89,6	88,0
7,5	90,1	90,4	89,1
11	91,2	91,4	90,3
15	91,9	92,1	91,2
18,5	92,4	92,6	91,7
22	92,7	93,0	92,2
30	93,3	93,6	92,9
37	93,7	93,9	93,3
45	94,0	94,2	93,7
55	94,3	94,6	94,1
75	94,7	95,0	94,6
90	95,0	95,2	94,9
110	95,2	95,4	95,1
132	95,4	95,6	95,4
160	95,6	95,8	95,6
От 200 до 355	95,8	96,0	95,8

Таблица Б.6 – Нормативные значения КПД, %, для класса энергоэффективности IE3 при частоте 60 Гц

P_N, кВт	Число полюсов		
	2	4	6
0,75	77,0*	85,5	82,5
1,1	84,0	86,5	87,5
1,5	85,5	86,5	88,5
2,2	86,5	89,5	89,5
3,7	88,5	89,5	89,5
5,5	89,5	91,7	91,0
7,5	90,2	91,7	91,0
11	91,0	92,4	91,7
15	91,0	93,0	91,7
18,5	91,7	93,6	93,0
22	91,7	93,6	93,0
30	92,4	94,1	94,1
37	93,0	94,5	94,1
45	93,6	95,0	94,5
55	93,6	95,4	94,5
75	94,1	95,4	95,0
90	95,0	95,4	95,0
110	95,0	95,8	95,8
150	95,4	96,2	95,8
От 185 до 355	95,8	96,2	95,8

* В соответствии с [6].

Нормативные значения КПД класса энергоэффективности суперпремиум (IE4)

Таблица Б.7 – Нормативные значения КПД, %, для класса энергоэффективности IE4 при частоте 50 Гц

P_N, кВт	Число полюсов		
	2	4	6
0,75	84,9	85,6	83,1
1,1	86,7	87,4	84,1
1,5	87,5	88,1	86,2
2,2	89,1	89,7	87,1
3	89,7	90,3	88,7
4	90,3	90,9	89,5
5,5	91,5	92,1	90,2
7,5	92,1	92,6	91,5
11	93,0	93,6	92,5
15	93,4	94,0	93,1
18,5	93,8	94,3	93,5
22	94,2	94,7	93,9
30	94,5	95,0	94,3
37	94,8	95,3	94,6
45	95,1	95,6	94,9
55	95,4	95,8	95,2
75	95,6	96,0	95,4
90	95,8	96,2	95,6
110	96,0	96,4	95,6
132	96,0	96,5	95,8
160	96,2	96,5	96,0
200	96,3	96,6	96,1
250	96,4	96,7	96,1
315	96,5	96,8	96,1
355	96,6	96,8	96,1

Таблица Б.8 – Нормативные значения КПД, %, для класса энергоэффективности IE4 при частоте 60 Гц

P_N, кВт	Число полюсов		
	2	4	6
0,75	-	85,9	85,4
1,1	86,1	87,6	87,5
1,5	87,0	88,4	88,5
2,2	88,5	89,8	89,5
3,7	89,9	91,1	90,8
5,5	91,1	92,2	92,0
7,5	91,6	92,7	92,5
11	92,6	93,6	93,4
15	93,0	94,1	93,8
18,5	93,4	94,4	94,2
22	93,8	94,8	94,5
30	94,1	95,1	94,8
37	94,4	95,4	95,1
45	94,7	95,6	95,4
55	95,0	95,9	95,6
75	95,2	96,1	95,8
90	95,4	96,3	96,0
110	95,6	96,5	96,1
150	95,7	96,6	96,2
185	95,9	96,7	96,3
220	96,0	96,8	96,4
250	96,0	96,8	96,4
300	96,1	96,9	96,4
335	96,2	97,0	96,4
355	96,2	97,0	96,4

Приложение В

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КПД ВЕНТИЛЯТОРА, ЭЛЕМЕНТОВ ПРИВОДА И СУММАРНОГО КПД ПРИВОДА

(согласно ГОСТ 33660-2015)

В.1 Расчет КПД

В.1.1 Полезная мощность вентилятора и его КПД рассчитывают исходя из работы вентилятора на единицу массы в соответствии с ИСО 5801:2007, 14.8.1.

В.1.2 Для вентилятора с открытым валом, без учета потерь в подшипниках, КПД определяется по формуле:

$$\eta_r = \frac{P_u}{P_r}. \qquad (В.1)$$

В.1.3 Для вентилятора с открытым валом с учетом потерь в подшипниках КПД определяется по следующему формуле:

$$\eta_r = \frac{P_u}{P_a}. \qquad (В.2)$$

В.1.4 Для вентилятора с приводом, включающим преобразователь частоты, в котором может быть определена входная мощность, КПД определяют по формулам:

$$\eta_e = \frac{P_u}{P_e}. \qquad (В.3)$$

$$\eta_{es} = \frac{P_{us}}{P_e}. \qquad (В.4)$$

В.1.5 Для вентилятора с приводом, включающим в себя преобразователь частоты, в котором может быть определена входная мощность, КПД определяют по формулам:

$$\eta_{ed} = C_c \cdot \frac{P_u}{P_{ed}}, \qquad (В.5)$$

$$\eta_{esd} = C_c \cdot \frac{P_{us}}{P_{ed}}. \qquad (В.6)$$

Примечание – Использование полного или статического давления определяет оценку эффективности в соответствии с испытательным стендом определенного типа.

В.2 Вентиляторы с приводом

В.2.1 Общие положения

Для регулирования режима работы вентилятора наиболее подходящим способом является применение частотного преобразователя, т. к. этот способ наиболее эффективен для настройки на различные рабочие режимы. Другие способы изменения режима работы, такие как входной направляющий аппарат и спрямляющий аппарат, менее эффективны.

Если вентиляторы при установке в системе работают при пониженной нагрузке (относительно расчетной), наиболее эффективным способом достижения требуемых параметров является изменение частоты вращения.

Таблица В.1 – Корректирующий коэффициент для вентиляторов с частотным преобразователем

Входная электрическая мощность двигателя/системы управления P_{ed}	Поправочный коэффициент C_c
<5 кВт	$-0{,}03 \cdot ln(P_{ed}) + 1{,}088$
≥5 кВт	1,04

Приложение Г (обязательное)
МЕТОДЫ ВЫЧИСЛЕНИЯ КПД ЭЛЕМЕНТОВ ПРИВОДА
(из ГОСТ 33660-2015)

Г.1 Общие положения

КПД привода и его элементов, не входящих в комплект, чаще всего неизвестны, и их значения могут быть только оценочными.

Оценочные значения КПД могут быть либо получены от изготовителя необходимых комплектующих, либо приняты в соответствии с настоящим приложением.

С целью повышения КПД элементов, предлагаемых как дополнение к вентиляторам с открытым валом, вместо оценочных значений из настоящего приложения предпочтительно использовать реальный КПД элементов, предоставляемый изготовителем.

В случае если вентилятор поставляется без привода, полный КПД следует рассчитывать в максимуме КПД лопаточной системы, $\eta_{опт}$, используя формулу:

$$\eta_в = \eta_r \eta_m \eta_T \eta_c C_m C_c, \qquad (Г.1)$$

где

$\eta_в$ – полный КПД;

η_r – максимальный КПД лопаточной системы $\frac{P_{u(s)}}{P_a}$, в соответствии с ИСО 5801;

η_m – КПД двигателя;

η_T – КПД передачи;

η_c – КПД частотного преобразователя;

C_m – поправочный коэффициент для учета неточностей при изготовлении элементов вентилятора равный 0,9;

C_c – поправочный коэффициент, связанный с частичной нагрузкой при использовании частотного преобразователя.

Г.2 Двигатель

КПД двигателя, η_m следует оценивать в случае, если двигатель не включен в конечный продукт.

Оценочный КПД для трехфазных двигателей определяется на основании действующих норм или, в соответствии с классом IE2 по МЭК 60034-30.

Оценочный КПД для всех других асинхронных двигателей с мощностью менее 0,75 кВт следует определять по формуле:

$$\eta_m = 0{,}1462 \cdot \ln(P_N) + 0{,}8381 \quad , \qquad (Г.2)$$

где P_N – номинальная мощность электродвигателя, кВт.

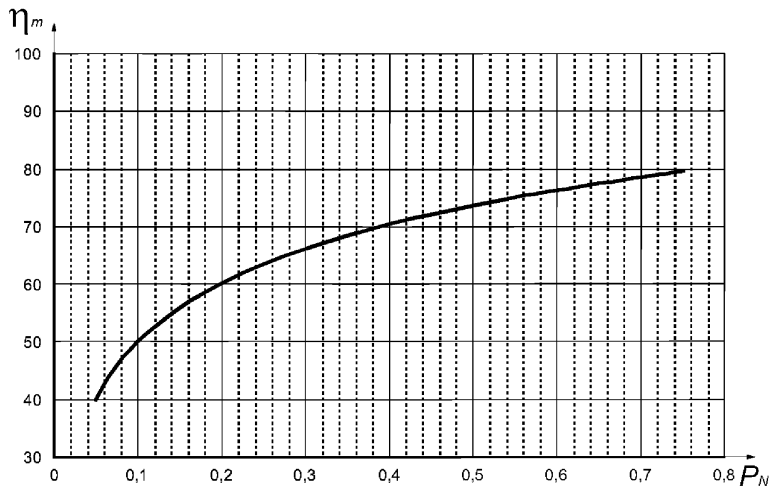

Рисунок Г.1 – Значение КПД по умолчанию электродвигателей с мощностью менее 0,75 кВт

Г.3 Передача

Если вентилятор имеет прямой привод, т. е. рабочее колесо установлено непосредственно на валу электродвигателя, КПД передачи η_T принимается равным 100%. Поправки необходимо делать на потери в подшипниках, гибком соединении и т.п., если они являются частью передаточной системы.

Если вентилятор имеет ременную передачу, значения КПД по умолчанию даны в таблице Г.1.

Таблица Г.1 – Значения КПД по умолчанию для ременной передачи

Номинальная мощность двигателя	η_T (клиновой ремень)	η_T (плоский ремень)
$P_N < 1$кВт	0,89	0,94
1 кВт $< P_N \leq 5$ кВт	$0{,}0175 \cdot P_N + 0{,}8725$	$0{,}01 \cdot P_N + 0{,}93$
P_N, кВт	0,96	0,98

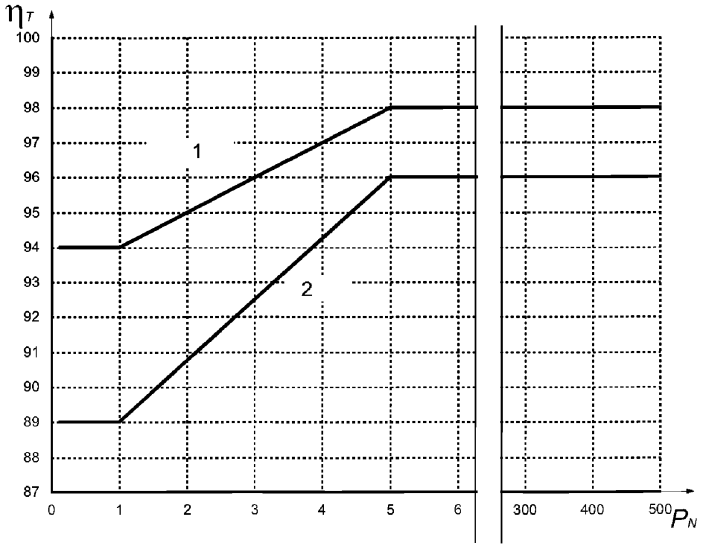

Рисунок В.2 – Значение КПД по умолчанию для ременной передачи:

P_N – номинальная мощность привода, кВт; η_T – КПД ременной передачи, %;

1 – плоский ремень; *2* –клиновой ремень

Г.4 Частотный преобразователь

КПД частотного преобразователя (ЧП) η_c должен быть определен его изготовителем. Поправочный коэффициент приведен в 6.3. Если ЧП не используется, η_c и C_c следует исключить из формулы Г.1.

Г.5 Рабочий пример для радиального вентилятора с загнутыми вперед лопатками

Предлагаемый вентилятор исследовали отдельно, а не как комплект,

состоящий из вентилятора, двигателя и клиновой ременной передачи. КПД лопаточной системы η_r = 60%, при этом мощность на валу P_u определяется на стенде типа D и составляет 1,125 кВт. В вентиляторе используется четырехполюсный двигатель мощностью 2,2 кВт с повышенным КПД. В состав вентилятора также входит частотный преобразователь с КПД 95%.

Используем формулу (Г.1): $\eta_в = \eta_r \eta_m \eta_T \eta_c C_m C_c$,

где η_r = 0,60 (60 %);

η_m = 0,843 (см. Г.2, IE2, 84,3 %);

η_T = 0,911 (см. Г.3);

η_c = 0,95 (см. Г.4);

C_M = 0,90 (см. Г.1);

C_c = 1,064 (см. В).

Тогда:

$$\eta_в = 0,6 \cdot 0,843 \cdot 0,911 \cdot 0,9 \cdot 0,95 \cdot 1,064 = 0,418\,(41,8\,\%).$$

Приложение Д (справочное)

ВЫЧИСЛЕНИЕ ВХОДНОЙ МОЩНОСТИ НА РАБОЧЕМ РЕЖИМЕ ДЛЯ ВЕНТИЛЯТОРОВ С ПРИВОДОМ (из ГОСТ 33660-2015)

Д.1 Общие положения

Многие страны снова начали проявлять большой интерес к энергетической эффективности всех типов вентиляторных установок, заботясь об окружающей среде и экономической выгоде. В связи с этим появилась необходимость единого подхода к способу определения входной электрической мощности P_e. На рисунке Д.1 показан типичный случай клиновой передачи и различные типы потерь, которые могут возникать.

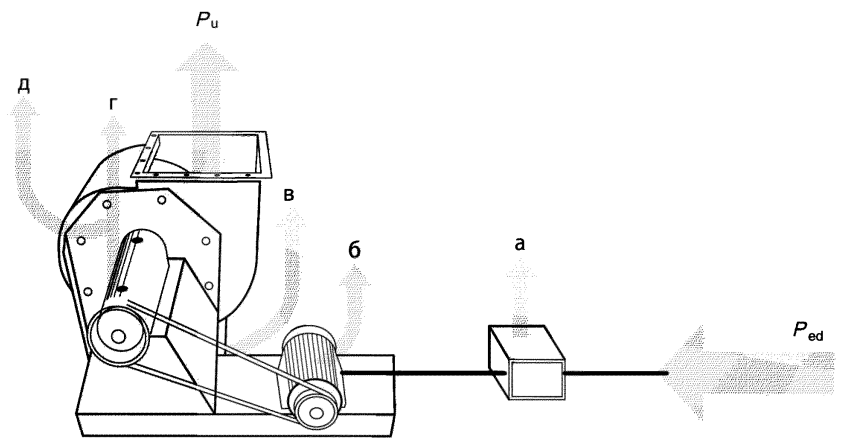

Рисунок D.1 – Пример, показывающий потери мощности при работе вентилятора с приводом:

P_e – входная электрическая мощность, P_u – полезная мощность (объемный расход, умноженный на полное давление); *а* – потери в устройстве регулирования частоты вращения (тепло); *б* – потери в двигателе (тепло); *в* – потере в ременной передаче (тепло); *г* – потери в подшипниках (тепло); *д* – аэродинамические потери в рабочем колесе и корпусе (тепло)

Д.2 Расчет потребляемой мощности

Д.2.1 Общие положения

Входная электрическая мощность, потребляемая вентилятором, состоит из нескольких частей. Эти части описаны в пунктах Д.2.2 – Д.2.4.

Д.2.2 Механическая мощность, подведенная к рабочему колесу, обозначается P_r и выражается в Вт, кВт. P_u – полезная мощность, подведенная к потоку. Тогда КПД лопаточной системы:

$$\eta_r = \frac{P_u}{P_r} , \qquad (Д.1)$$

выраженный в долях единицы.

Это применимо для вентиляторных установок типа 4, 5, 15 и 16 (см. ИСО 13349).

Д.2.3 Механическую мощность, подведенную к валу вентилятора, обозначают P_a и выражают в Вт или кВт. P_u – полезная мощность подведенная к потоку. Тогда КПД вентилятора:

$$\eta_a = \frac{P_u}{P_a} , \qquad (Д.2)$$

выражен в долях единицы.

Это применимо для вентиляторных установок типа 1–3, 6–14 и 16–19 (см. ИСО 13349).

КПД вентилятора отличается от КПД лопаточной системы учетом потерь в подшипниках из-за трения.

Д.2.4 Потери на трение в подшипниках могут быть вычислены по формуле (Д.3):

$$P_b = 0{,}105 \cdot M \cdot N, \qquad (Д.3)$$

где P_b – потери в подшипниках, Вт;

M – полный момент трения подшипников, Н·м;

N – частота вращения рабочего колеса/вала, об./мин.

Момент трения правильно смазанных подшипников хорошего качества, может быть в большинстве случаев оценен с достаточной точностью с использованием коэффициента трения μ и формулы:

$$M = 0{,}5\mu C_d \ , \qquad (Д.4)$$

где M – полный момент трения подшипников, Н·м;

μ – коэффициент трения подшипников (см. таблицу Д.1);

C_d – эквивалентная нагрузка на подшипники, Н;

d – внутренний (е) диаметр(ы) подшипника(ов), в метрах (м).

Таблица Д.1 – Приблизительные коэффициенты трения для различных типов подшипников

Тип подшипника	Коэффициент трения μ
Подшипники качения с глубокой канавкой	0,0015
Радиально-упорный шариковый подшипник – однорядный – двухрядный	 0,002 0,0024
Четырехточечный контактный шариковый подшипник	0,0024
Самоустанавливающийся шариковый подшипник	0,0010
Цилиндрический роликовый подшипник – с сепаратором – бессепараторный	 0,0011 0,0020
Игольчатый подшипник	0,0025
Радиально-упорный роликовый подшипник (конический)	0,0018
Сферический подшипник	0,0018
Упорный шариковый подшипник	0,0013
Упорный роликовый подшипник	0,0050
Игольчатый упорный подшипник	0,0050
Сферический упорный подшипник	0,0018

Примечание – Информацию о коэффициенте трения для подшипников всех остальных типов следует запрашивать у изготовителей

Полное сопротивление вращению в подшипниках состоит из трения скольжения и качения (в местах контакта роликов, в областях контакта между вращающимися элементами и сепаратором, наружным или внутренним кольцами),

трения в смазке, сдвигового трения в контактных уплотнениях, если они имеются.

В случае наличия в подшипниках контактных уплотнений потери на трение в них могут превышать потери в самих подшипниках. Момент трения в уплотнениях для подшипников, имеющих их с обеих сторон, может быть оценен эмпирической формулой:

$$M_{seal} = k_1 d_s^a + k_2 \ , \qquad (Д.5)$$

где M_{seal} – момент трения в уплотнениях, Н·м;

k_1 – коэффициент, зависящий от типа подшипника;

k_2 – константа, зависящая от типа подшипника и типа уплотнения, Н·м;

d_s – диаметр отверстия подшипника, м (см. рисунок Д.2);

a – степень, зависящая от типа подшипника и уплотнения.

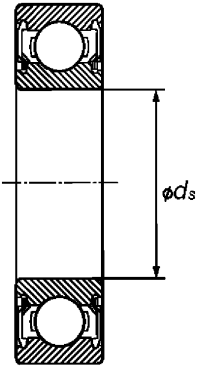

Рисунок Д.2 – Сечение подшипника качения с уплотнениями

В формуле (Д.5) a может изменяться в пределах от 0 до 2,3; k_1 – в пределах от 0 до 0,06 и k_2 – в пределах от 0 до 50. Значения этих переменных, по необходимости, определяются изготовителем. Их обозначения при этом могут отличаться.

Поскольку

$$P_b = P_a - P_r \ , \qquad (Д.6)$$

КПД подшипников может быть определен по формулам:

$$\eta_b = \frac{P_r}{P_a} = 1 - \frac{P_b}{P_a} \ , \qquad (Д.7)$$

$$\eta_r \cdot \eta_b = \eta_a \ . \qquad (Д.8)$$

Во всех случаях вероятно лучше испытывать вентиляторные установки типов 1 и 4 (по ИСО 13349), получая потери в подшипниках вычитанием.

Примечание – Полный момент трения в подшипниках – численная сумма всех моментов трения вне зависимости от их знака (направление моментов несущественно).

Д.2.5 Потери мощности в передаче

Многие вентиляторы, особенно в системах нагрева, вентиляции, кондиционирования и охлаждения воздуха, имеют в приводе шкивы и клиновую ременную передачу. Это дает свободу изготовителям, которые могут охватить широкую область работы ограниченным количеством типов вентиляторов. Проектировщику это также удобно, т. к. в случае неверного расчета сопротивления системы простая замена шкива может исправить ситуацию, при достаточной мощности двигателя.

Необходимо быть осторожным, чтобы не перегрузить или недогрузить ременную передачу. В обоих случаях снижается ее эффективность. КПД оптимально рассчитанной передачи может достигать 95%, однако при прямом пуске от электрической сети дополнительные ремни могут значительно его снизить. Плавный пуск может быть одним из хороших решений.

Если вентилятор подключен через гибкое соединение (см. позиции 7, 8, 9 и 17 в ИСО 13349), то КПД такого соединения принято считать равным 97%, кроме тех случаев, когда производитель гибкого соединения предоставляет свои значения.

Д.2.6 Мощность двигателя

Наиболее распространенный тип двигателей, используемых в вентиляторных установках (конечно же, с мощностью выше 1 кВт), – асинхронный. Такой двигатель – прочный, надежный, требует минимум обслуживания и относительно недорогой. Постепенно происходило улучшение его КПД, как при частичной, так и при полной нагрузке. Увеличение КПД было достигнуто использованием бóльшего количества активного вещества. Три уровня КПД асинхронных двигателей стандартизированы в МЭК 60034-30 (в РФ действует ГОСТ Р 54413). КПД реальных двигателей при частичной нагрузке (около 75% номинальной нагрузки) может быть даже выше, чем при полной нагрузке. В этом состоит одно из отличий от двигателей более ранних разработок. Важно использовать КПД при реально

потребляемой мощности, которая может быть рассчитана любым из методов, описанных в МЭК 60034-2-1 (в РФ действует ГОСТ Р МЭК 60034-2-1).

Д.2.7 Потери мощности в управлении

Этими потерями обычно пренебрегают, особенно при использовании инверторов (частотных преобразователей). КПД системы управления при сильном снижении момента может быть значительно ниже 100%, хотя конечно потребляемая вентилятором мощность также низка. Рисунки Д.3 – Д.6 являются типичными примерами для двигателя мощностью 30 кВт.

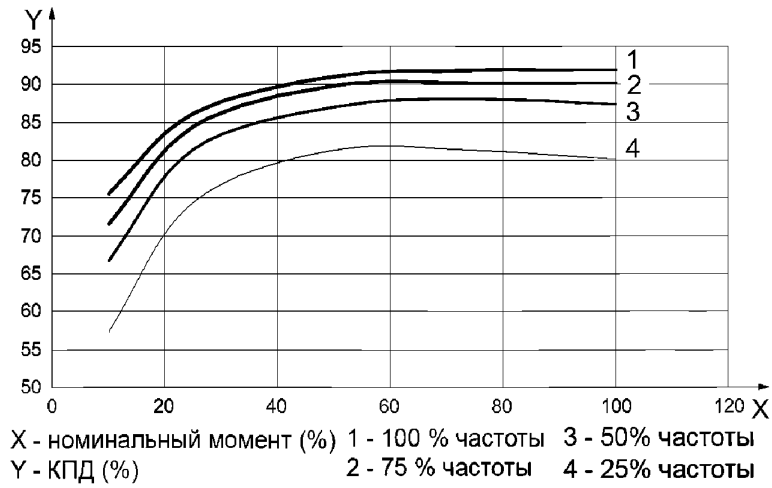

Рисунок Д.3 – КПД типичного двигателя при различной нагрузке

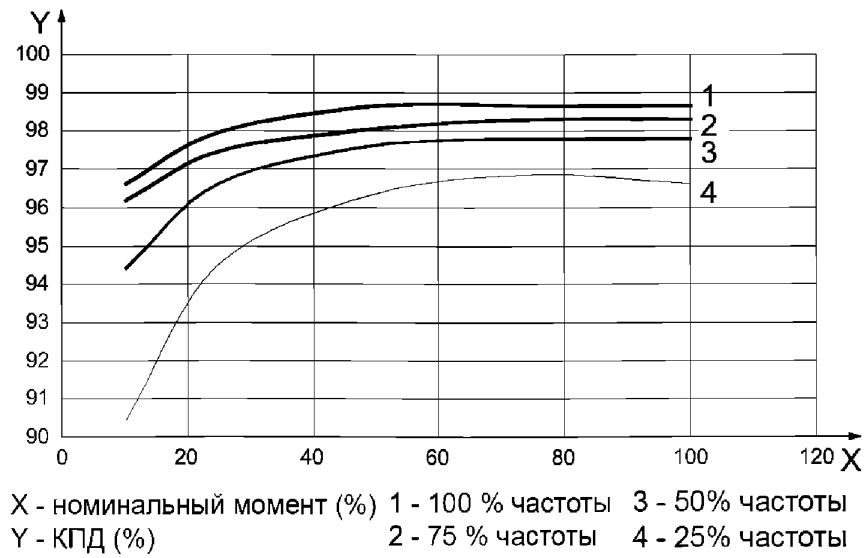

Рисунок Д.4 – КПД типичного частотного преобразователя

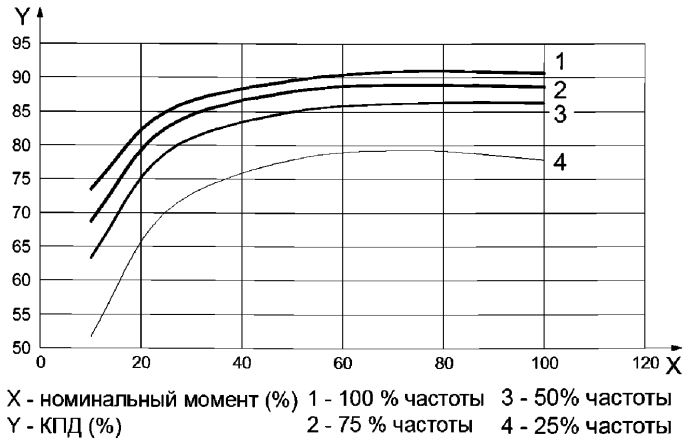

Рисунок Д.5 – КПД типичного двигателя и частотного преобразователя

Д.3 Потребляемая из сети мощность

Входная электрическая мощность, потребляемая из сети, может быть рассчитана по формуле:

$$P_e = \frac{q_{vsg1} p_f}{\eta_r \eta_п \eta_m \eta_T \eta_c}, \qquad (Д.9)$$

где P_e – входная электрическая мощность, Вт или кВт;

q_{vsg1} – объемный расход, м^3/с или л/с;

p_f – давление вентилятора, Па или кПа;

η_r – КПД лопаточной системы в долях единицы;

η_n – КПД подшипников в долях единицы;

η_m – КПД двигателя в долях единицы;

η_T – КПД передачи в долях единицы;

η_c – КПД частотного преобразователя в долях единицы.

Примечания.

1 Если давление вентилятора выражено в Па, то P_e – в Вт. Если давление вентилятора выражено в кПа, то P_e – в кВт.

2 $\eta_r \cdot \eta_b = \eta_a$, где η_a – КПД вентилятора.

3 Может использоваться статическое давление вентилятора вместо полного при условии, что η_r также рассчитано по статическому давлению. Статический КПД вентилятора – теоретически некорректное понятие, т. к. он не может быть равен 100% или 1.

4 Расчеты обычно проводят на стадии исследований, перед проведением экспертиза продукции.

Все режимы работы и значения должны быть получены на соответствующем типе стенда.

Приложение Е

ПРИМЕРЫ РАСЧЕТОВ АЭРОДИНАМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ СИСТЕМ

Рассмотрим несколько вариантов определения аэродинамической эффективности вентиляционных систем. Примем, что в вентсистемах используется вентилятор с КПД η_v = 0,7 и электродвигатель с КПД $\eta_{эл}$ = 0,7, тогда КПД вентилятора с приводом $\eta_{прив}$ = 0,7·0,7 = 0,49.

1. Струйный вентилятор работает в режиме рециркуляции. Эффективность вентиляционной системы равна: $\eta = \rho L V^2_{вых} / 2N_v$, а т. к. полное давление вентилятора равно $p_v = \rho V^2_{вых} / 2$, то эффективность вентиляционной системы равна полному КПД струйного вентилятора $\eta_r = \eta_{прив}$.

2. Вытяжной радиальный вентилятор с веерным выбросом и производительностью 7000 м^3/ч удаляет воздух из объема, в котором имеется баланс притока/вытяжки (разница давлений 0 Па). Диаметр колеса вентилятора A = 500 мм, высота лопатки на выходе W = 125 мм, площадь выхода потока $S = \pi AW$ = 0,196 м^2, скорость выхода потока $V_{вых}$= 9,9 м/с. Потребляемая вентилятором мощность, снятая с характеристики вентилятора (при статическом давлении 0 Па) N_v= 0,4 кВт. Т. к. нормативная скорость $V_{вых}^{н}$=10 м/с, то $V_{вых}^{н} > V_{вых}$.

Аэродинамическая эффективность вытяжной системы $\eta = \rho L V^2_{вых} / 2N_v$ = 0,29.

3. Те же условия, что и в варианте 2, но необходимо удалить загрязненный воздух как можно дальше от места выброса. Использован радиальный вентилятор со спиральным корпусом и расходом 6000 м^3/ч. Площадь выхода потока S = 0,35 × 0,35 = 0,1225 м^2, скорость выхода потока $V_{вых}$= 13,6 м/с. Потребляемая вентилятором мощность, снятая с характеристики вентилятора (при статическом давлении 0 Па) N_v = 0,4 кВт.

Аэродинамическая эффективность вытяжной системы $\eta = \rho L V^2_{вых} / 2N_v$ = 0,46.

4. Воздухоприточные установки

Воздух подается воздухоприточной установкой с производительностью L= 3600 м^3/ч (10 м^3/с). Потери в воздуховоде (без потерь с выходной скоростью в воздуховыпускных устройствах) равны нормальным $\Delta p_{\text{вент}}$ = 300 Па (по ГОСТ Р ЕН 13779). Полный КПД вентилятора η_v = 0,7, КПД электродвигателя 0,8, КПД вентилятора с приводом $\eta_{\text{прив}}$ = 0,7·0,8 = 0,56. Нормативные потери в приточной установке: входной клапан – 20 Па; фильтр G4 класс эффективности С – 71 Па; 3-рядный медно-алюминиевый теплообменник – 100 Па; глушитель шума – 50 Па. Суммарные нормативные потери:

$$\sum_{i=1}^{k} \Delta p^{\text{н}}_{\text{прит}i} = 241 \text{ Па}.$$

Рассмотрим различные модификации воздухоприточных установок.

4.1 Воздухоприточная установка имеет нормативные потери.

Скорость выхода потока из воздухораспределительных устройств $V_{\text{вых}}$= 1,5 м/с, динамическое давление $p_{dv} = \rho V^2_{\text{вых}} / 2$ = 1 Па, полные потери в воздухо-выпускном устройстве $\Delta p_{вых} = \xi \rho V^2_{\text{вых}} / 2$ = 2 Па (ζ = 1,5). Полные потери в вентиляционной системе

$$\Delta p_{\text{вент}} + \sum_{i=1}^{k} \Delta p^{\text{н}}_{\text{прит}i} + \Delta p_{\text{вых}} = 543 \text{ Па}.$$

Потребляемая вентилятором мощность

$$N_v = p_v L / \eta_{прив} = 9{,}7 \text{ кВт, парамет } \chi = 0{,}446.$$

Аэродинамическая эффективность воздухоприточной системы $\eta = \chi \cdot \eta_{\text{прив}}$ = 0,249.

Примечание – Удельная мощность P_{SFP} = 9700/10 = 970 Вт/с, категория CFP3.

4.2 Увеличенные на 100 Па аэродинамические потери в вентиляционной системе.

В результате изменения диаметров воздуховодов или использования гибких воздуховодов, аэродинамическое сопротивление системы воздуховодов увеличилось на 100 Па. Полные аэродинамические потери в вентиляционной системе стали равны 643 Па. Потребляемая вентилятором мощность N_v = 11,49 кВт, параметр χ = 0,376.

Аэродинамическая эффективность воздухоприточной системы $\eta = \chi \cdot \eta_{прив} = 0{,}211$.

Примечание – Удельная мощность $P_{SFP} = 11490/10 = 1149$ Вт/с, категория CFP3.

4.3 Те же параметры, что и в п. 4.1, но скорость выхода потока $V_{вых} = 10$ м/с (струйная система вентиляции).

Динамическое давление потока $p_{dv} = \rho V^2_{вых} / 2 = 60$ Па, а полные потери в воздуховыпускном устройстве $\Delta p_{вых} = \xi \rho V^2_{вых} / 2 = 66$ Па ($\zeta = 1{,}1$). Полные потери в вентиляционной системе $\sum_{i=1}^{k} \Delta p^{н}_{прит i} = 607$ Па, потребляемая вентилятором мощность $N_v = 10{,}837$ кВт, параметр $\chi = 0{,}496$.

Аэродинамическая эффективность воздухоприточной системы $\eta = \chi \cdot \eta_{прив} = 0{,}278$.

Примечание – Удельная мощность $P_{SFP} = 10837/10 = 1083$ Вт/с, категория CFP3.

Приложение Ж

ПРИМЕРЫ ПОСТРОЕНИЯ АЭРОДИНАМИЧЕСКИ ЭФФЕКТИВНЫХ ВЕНТСИСТЕМ

Рассмотрим вентиляционную систему в которой необходимо подать в точки *A* и *B* помещения по 18000 м^3/ч чистого воздуха (рисунок Ж.1), причем магистральная ветвь *aA* (ветвь 2) определена конфигурацией помещения и потери в ней минимизированы. В точку *B* воздух может быть подан различными путями (*aB*, *bB*, *cB*), а так же с помощью независимой воздухоприточной установки.

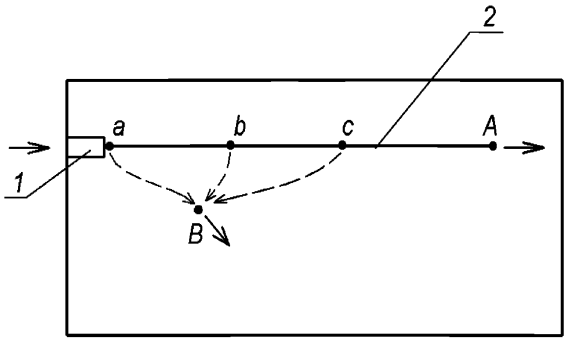

Рисунок Ж.1 – Схема подачи воздуха в помещение, *aA* – магистральная ветвь

Примем следующие условия при проектировании вентисистемы:

- воздуховоды имеют одинаковую площадь поперечного сечения $F_1 = F_2 = 1$ м^2, скорость потока в воздуховодах $V_1 = V_2 = 5$ м/с;

- суммарный коэффициент внутренних аэродинамических потерь магистрали, определенный по скорости в воздуховоде, $\zeta_1 = 30$;

- выход потока происходит непосредственно из воздуховода со скоростью $V_{вых} = 5$ м/с;

- потери, связанные с выходом потока из воздуховыпускного отверстия равны $\rho V_{вых}^2/2$, а полные потери непосредственно в магистральной ветви (с учетом потерь выхода) определяются по формуле $\Delta p'_1 = (\xi_1 + 1)\frac{\rho V_1^2}{2}$;

- полный КПД вентиляторов равен $\eta_v = 0{,}8$;

- КПД электродвигателя $\eta_{эл} = 0{,}8$;

- КПД привода вентилятора $\eta_{прив} = 0{,}8 \cdot 0{,}6 = 0{,}64$;

- нормативные потери в приточной установке:

$$\sum_{i=1}^{k} \Delta p^{н}_{прит i} = \Delta p^{н}_{вх.кл} + \Delta p^{н}_{ф} + \Delta p^{н}_{к} + ... \Delta p^{н}_{глуш} = 20 + 150 + 200 = 370 \text{ Па}.$$

Ж1 Вентсистема с параллельными ветвями, но с сосредоточенной раздачей (раздача воздуха из одного воздухораспределительного устройства в каждой ветви)

Ж1.1 Несбалансированные расходы в ветвях

Проектируем воздухоприточную установку с производительностью L_0, равной 36 000 м^3/ч, работающую на две параллельные ветви (1-я ветвь является магистральной). Положим, удалось спроектировать вторую ветвь минимальной протяженности с суммарным коэффициентом внутренних аэродинамических потерь $\zeta_2 = 5$ (рисунок Ж.2).

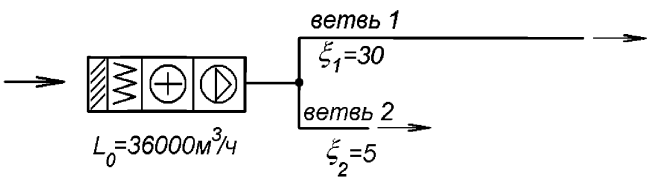

Рисунок Ж.2 – Вентсистема система с двумя параллельными ветвями, без балансировки производительности в ветвях

Если не предприняты меры по выравниванию аэродинамических потерь в ветвях, то расход по ветвям распределится обратно пропорционально полным потерям. Производительность в 1-й ветви в этом случае станет равной $L_1 = 3{,}06$ м^3/с, а во второй – $L_2 = 6{,}94$ м^3/с (решение не приводится, чтобы не усложнять пример), а соответствующие скорости в воздуховодах: $V_1 = 3{,}06$ м/с; $V_2 = 6{,}94$ м/с. Полные потери давления в первой и во второй ветвях (с учетом потерь с выходной скоростью) будут равны:

$$\Delta p'_{1,2} = (\xi_1 + 1)\rho(L_1/F_1)^2 / 2 = (\xi_2 + 1)\rho(L_2 / F_2)^2 / 2 = 174 \text{ Па}.$$

Полные потери сети:

$$\Delta p_{\text{с}} = \sum_{i=1}^{k} \Delta p_{\text{прит}i} + \Delta p'_{1,2} = 174 + 370 = 544 \text{ Па},$$

а потребляемая вентилятором мощность:

$$N_{vo} = p_{vo} L_o / \eta_{\text{прив}} = 8{,}5 \text{ кВт} \text{ (здесь: } p_{v0} = \Delta p_{\text{с}}).$$

Эффективность вентсистемы с несбалансированными расходами:

$$\eta_{\text{прит}} = L_o \left(\sum_{i=1}^{k} \Delta p^{\text{н}}_{\text{прит}i} + \frac{\rho V^2_{\text{вых}}}{2} \right) / N_{vo} = 10 \left(370 + \frac{1{,}2 \cdot 5^2}{2} \right) 8{,}5 = 0{,}454,$$

определенная по средней скорости выхода потока $V_{\text{вых}} = 0{,}5(V_1 + V_2) = 5$ м/с.

Ж1.2 Дросселированная вторая ветвь, сбалансированные расходы (пассивное воздействие)

Для выравнивания расходов, следуя существующей практике проектирования, введем дополнительное аэродинамическое сопротивление во 2-ю ветвь (рисунок Ж3), равное разнице полных потерь в ветвях $\Delta p_{\text{дрос}} = \Delta p_1' - \Delta p_2'$. Следует понимать, что при этом увеличивается общее сопротивление системы (по сравнению с системой без балансировки расходов).

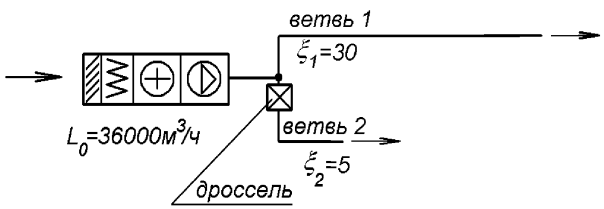

Рисунок Ж.3 – Вентсистема с дросселированной второй ветвью и равными расходами

При заданном расходе L_1 = 18000 м^3/ч полные потери 1-й ветви равны $\Delta p'_1 = (\xi_1 + 1)\rho v^2 / 2 = 465$ Па, а 2-й ветви $\Delta p'_2 = (\xi_2 + 1)\rho v^2 / 2 = 90$ Па.

Перепад давления на дросселе:

$$\Delta p_{\text{дрос}} = \Delta p_1' - \Delta p_2' = 465 - 90 = 375 \text{ Па}$$

(аналогичный эффект можно получить за счет уменьшения сечения воздуховода 2-й

ветви и соответствующего увеличения скорости до:

$$v_2 = \sqrt{(2\Delta p_1' / \rho(\zeta_2 + 1))} = 11{,}36 \text{ м/с}).$$

Потери мощности на дросселе:

$$N_{\text{дрос}} = L_2 \Delta p_{\text{дрос}} / \eta_{\text{прив}} = 5 \cdot 375 / 0{,}64 = 2{,}925 \text{ кВт}.$$

Полное давление вентилятора p_{v0} должно быть равно полным потерям вентсистемы:

$$\Delta p_1 = \sum_{i=1}^{k} \Delta p_{\text{прит}i} + \Delta p_1' = 370 + 465 = 835 \text{ Па}.$$

Потребляемая вентилятором мощность:

$$N_v = p_v L_o / \eta_{\text{прив}} = 13{,}05 \text{ кВт},$$

из которой на дросселе теряется 2,93 кВт.

Эффективность вентсистемы:

$$\eta_{\text{прит}} = L_o \left(\sum_{i=1}^{k} \Delta p_{\text{прит}i}^{\text{н}} + \frac{\rho V_{\text{вых}}^2}{2} \right) / N_{vo} = 10 \left(370 + \frac{1{,}2 \cdot 5^2}{2} \right) / 13{,}05 = 0{,}295.$$

Таким образом, за счет увеличения аэродинамических потерь во второй ветви (на 835 – 544 = 291 Па) аэродинамическая эффективность уменьшилась на 20 %.

Ж1.3. Разбиение на 2 независимых приточных установки (активное воздействие)

Чтобы избежать дросселирования 2-й ветви, спроектируем две независимых приточных вентсистемы с производительностью по 18 000 м^3/ч (рисунок Ж4) каждая. Полагаем, что во второй приточной системе суммарный коэффициент аэродинамических потерь остался прежним, т. е. $\zeta_2 = 5$. Для простоты полагаем, что потери в воздухоприточных установках равны нормативным, а сами нормативные потери в приточных установках остались прежними, т. е. 370 Па.

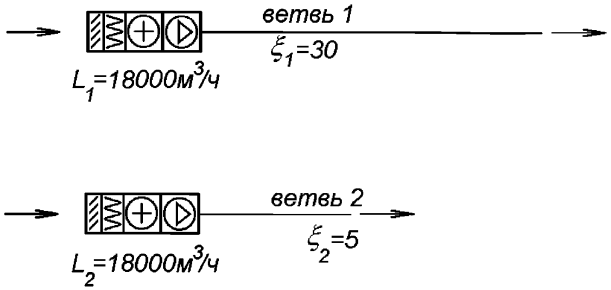

Рисунок Ж.4 – Две независимых вентсистемы

1-я воздухоприточная система. Полное давление вентилятора p_{v1} должно быть равно полным потерям в вентсистеме:

$$\Delta p_1 = \sum_{i=1}^{k} \Delta p_{\text{прит}i} + \Delta p_1' = 370 + 465 = 835 \text{ Па},$$

а потребляемая вентилятором мощность:

$$N_{v1} = p_{v1} L_1 / \eta_{\text{прив}} = 5 \cdot 835 / 0{,}64 = 6{,}52 \text{кВт}.$$

Эффективность 1-й вентсистемы:

$$\eta_{\text{прит}} = L_1 (\sum_{i=1}^{k} \Delta p^{\text{н}}_{\text{прит}i} + \rho V^2_{вых} / 2)) / N_{v1} = 5 \cdot (370 + 1{,}2 \cdot 5^2/2) / 6{,}52 = 0{,}295.$$

Как видно, эффективность первой воздухоприточной системы равна эффективности вентсистемы предыдущего примера (с точностью до равенства «нормативных» потерь в воздухоприточной установки и КПД вентилятора), т. к. не изменились полные потери.

2-я воздухоприточная система. Полное давление вентилятора p_{v2} должно быть равно полным потерям в вентсистеме:

$$\Delta p_2 = \sum_{i=1}^{k} \Delta p_{\text{прит}i} + \Delta p_2' = 370 + 90 = 460 \text{ Па},$$

а потребляемая вентилятором мощность:

$$N_{v2} = p_{v2} L_2 / \eta_{\text{прив2}} = 5 \cdot 460 / 0{,}64 = 3{,}6 \text{кВт}.$$

Эффективность 2-й вентсистемы:

$$\eta_{\text{прит}} = L_2 \left(\sum_{i=1}^{k} \Delta p^{\text{н}}_{\text{прит}i} + \rho V^2_{\text{вых}} / 2 \right) / N_{v2} = 5 \cdot (370 + 1{,}2 \cdot 5^2/2) / 3{,}6 = 0{,}536.$$

Как видно, эффективность второй приточной системы больше из-за отсутствия потерь мощности на дросселирование:

$$N_{v1} - N_{v2} = 6{,}52 - 3{,}6 = 2{,}93 \text{кВт},$$

которые, как и следовало ожидать, оказались равны потерям при дросселировании 2-й ветви (см. п. Ж1.2).

Суммарная потребляемая мощность двух вентиляторов:

$$N_{v,\text{сум}} = 6{,}52 + 3{,}6 = 10{,}12 \text{ кВт}.$$

Определим эквивалентные аэродинамические потери давления в системе, состоящей из двух воздухоприточных установок с суммарной производительностью L_0:

$$\Delta p_{\text{с}}^{\text{экв}} = N_{v,\text{сум}} \eta_{\text{прив}} / L_0 = 10120 \cdot 0{,}64 / 10 = 648 \text{ Па}.$$

Это на 22% меньше, чем при дросселировании 2-й ветви (п. Ж.1.2).

Среднюю эффективность двух вентсистем нельзя определить арифметическим сложением, но очевидно, что суммарная эффективность венсистем будет в этом случае больше 0,369. Так как и производительности и потери в приточных установках равны, то можно определить эквивалентную эффективность двух вентсистем:

$$\eta^{\text{экв}}_{\text{прит}} = L_o \left(\sum_{i=1}^{k} \Delta p^{\text{н}}_{\text{прит}i} + \frac{\rho V^2_{\text{вых}}}{2} \right) / N_{v,\text{сум}} = 10 \left(370 + \frac{1{,}2 \cdot 5^2}{2} \right) / 10120 = 0{,}381.$$

Ж1.4 Камера разбора с давлением, равным потерям во второй ветви и вентилятором-доводчиком в первой ветви (активное воздействие)

Установим на выходе из воздухоприточной установки камеру разбора (рисунок Ж5), в которой будем поддерживать давление, равное потерям полного давления во 2-й ветви, т. е. $\Delta p'_2 = 90$ Па. Считаем, что камера имеет достаточный объем, поэтому внутри камеры полное давление равно статическому давлению. Примем также, что при выходе потока из вентилятора в камеру отсутствуют аэродинамические потери на удар.

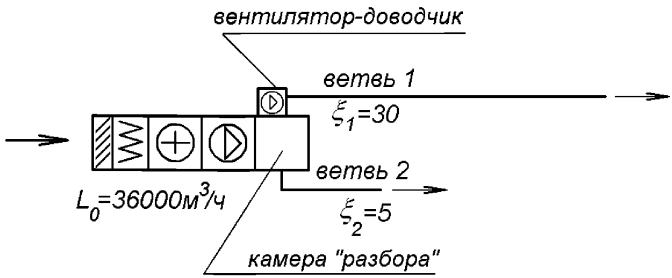

Рисунок Ж.5 – Вентсистема с «камерой разбора» и вентилятором-доводчиком в 1-й ветви

Очевидно, что по потребляемой мощности это полный аналог двух воздухоприточных установок (если не учитывать потери с выходной скоростью при входе потока в камеру разбора и разницу в КПД привода вентиляторов).

Полное давление основного вентилятора p_{vo} должно быть равно потерям в установке плюс потери во 2-й сети, т. е.:

$$\Delta p_2 = \sum_{i=1}^{k} \Delta p_{\text{прит}i} + \Delta p_2' = 370 + 90 = 460 \text{ Па}.$$

Потребляемая мощность основного вентилятора:

$$N_{vo} = p_{vo} L_o / \eta_{\text{приво}} = 7{,}19 \text{ кВт}.$$

В камере разбора, непосредственно в начале первой ветви, установим вентилятор-доводчик, его полное давление должно быть равно потерям в первой ветви минус давление в камере разбора:

$$p_{v1} = \Delta p_1' - \Delta p_2' = 465 - 90 \text{ Па} = 375 \text{ Па}.$$

Потребляемая мощность «вентилятора–доводчика»:

$$N_{v1} = p_{v1} L_1 / \eta_{\text{прив}} = 2{,}93 \text{ кВт}.$$

Суммарная потребляемая мощность вентиляторов равна:

$$N_{v,\text{сум}} = 7{,}19 + 2{,}925 = 10{,}12 \text{ кВт},$$

т. е. равна суммарной мощности двух воздухоприточных установок (см. п. Ж1.3).

Эффективность вентсистемы:

$$\eta_{\text{прит}} = L_o\left(\sum_{i=1}^{k}\Delta p^{\text{н}}_{\text{прит}i} + \rho V^2_{вых}/2\right)/\ N_{v\,сум} = 10\cdot(370 + 1{,}2\cdot 5^2/2)\,/10{,}12 = 0{,}381,$$

т. е. равна эквивалентной эффективности двух вентсистем (п. Ж1.3).

Эквивалентные аэродинамические потери давления в вентсистеме:

$$\Delta p_{\text{с}}^{\text{экв}} = N_{v,\text{сум}}\eta_{\text{прив}}/L_0 = 648\,\text{Па}.$$

то есть, также равны потерям вентсистемы, состоящей из двух воздухоприточных установок (п. Ж1.3).

Ж1.5 Активное воздействие. Камера нулевого статического давления с вентиляторами-доводчиками в первой и во второй ветви

Установим камеру нулевого статического давления, в которой будем поддерживать статическое давление близкое к нулю (рисунок Ж.6). Как и в предыдущем случае, считаем, что камера имеет достаточный объем, поэтому полное равно статическому давлению и отсутствуют аэродинамические потери «на удар». По аэродинамической эффективности это полный аналог схемы с «камерой разбора».

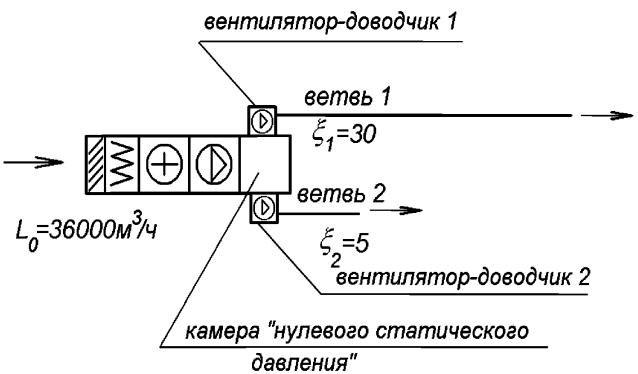

Рисунок Ж.6 – Вентсистема с «камерой нулевого статического давления» и «вентиляторами–доводчиками» в каждой ветви.

Полное давление основного вентилятора p_{v0} должно быть равно потерям в воздухоприточной установке:

$$p_{vo} = \sum_{i=1}^{k} \Delta p_{\text{прии}} = 370 \text{ Па}.$$

Потребляемая мощность основного вентилятора:

$$N_{vo} = p_{vo} L_0 / \eta_{\text{привo}} = 5{,}79 \text{ кВт}.$$

Полное давление вентилятора-доводчика, установленного в 1-й ветви, p_{v1}, должно быть равно аэродинамическим потерям в этой ветви:

$$\Delta p'_1 = 465 \text{ Па},$$

а его потребляемая мощность:

$$N_{v1} = p_{v1} L_1 / \eta_{\text{привl}} = 3{,}64 \text{ кВт}.$$

Полное давление вентилятора-доводчика, установленного во 2-й ветви, p_{v2}, должно быть равно потерям в ней: $\Delta p'_2 = 90$ Па, а его потребляемая мощность:

$$N_{v2} = p_{v2} L_2 / \eta_{\text{прив2}} = 0{,}7 \text{кВт}.$$

Суммарная потребляемая мощность вентиляторов:

$$N_{v,\text{сум}} = N_{vo} + N_{\text{вд1}} + N_{\text{вд2}} = 5{,}79 + 3{,}64 + 0{,}7 = 10{,}13 \text{ кВт}.$$

Эффективность вентсистемы:

$$\eta_{\text{прит}} = L_o \left(\sum_{i=1}^{k} \Delta p^{\text{н}}_{\text{прит}i} + \rho V^2_{\text{вых}} / 2 \right) / N_{v\text{сум}} = 10 \cdot (370 + 1{,}2 \cdot 5^2/2) / 10{,}13 = 0{,}381.$$

Таким образом, аэродинамическая эффективность равна эффективности системы с воздухоприточной установкой с камерой разбора (см. п. Ж1.4).

Эквивалентные аэродинамические потери давления вентсистемы:

$$\Delta p_{\text{с}}^{\text{экв}} = N_{v,\text{сум}} \eta_{\text{прив}} / L_0 = 648 \text{ Па}.$$

т. е. так же равны потерям вентсистемы с воздухоприточной установкой с камерой разбора и вентсистемы, состоящей из двух воздухоприточных установок.

Ж2 Линейная ветсистема (с одной ветвью) и с раздачей из двух воздуховыпускных устройств

Полагаем, удалось изменить конфигурацию воздуховода таким образом, что воздух в точку В оказалось возможным подать непосредственно из воздухораздающего устройства, расположенного в воздуховоде.

Вентиляционная система состоит из воздухоприточной установки с производительностью L_o = 36000 м^3/ч, воздуховода переменного сечения, в котором поддерживается постоянная скорость 5 м/с. Суммарный коэффициент внутренних аэродинамических потерь воздуховода ζ_1 = 30. Воздух с одинаковым расходом выходит из двух устройств со скоростью 5м/с, причем первое устройство расположено на участке воздуховода там, где коэффициент потерь равен ζ_2 = 5.

Система является аналогом рассмотренной выше вентсистемы с двумя параллельными ветвями, которые в данном случае имеют «жидкие» границы. Как и в первом случае, производительность в раздающих устройствах устанавливается в зависимости от аэродинамических потерь участков воздуховода (ветвей 1 и 2).

Ж2.1 Дросселирование первым раздающим устройством (пассивное воздействие)

При стандартной практике проектирования (пассивное воздействие на вентсистему), с целью выравнивания расходов через раздающие устройства, в первом (по ходу воздуха) устройстве необходимо ввести дополнительное аэродинамическое сопротивление (установить дроссель, фильтр, прикрыть решетку и т.д.). Схема системы приведена на рисунке Ж.7.

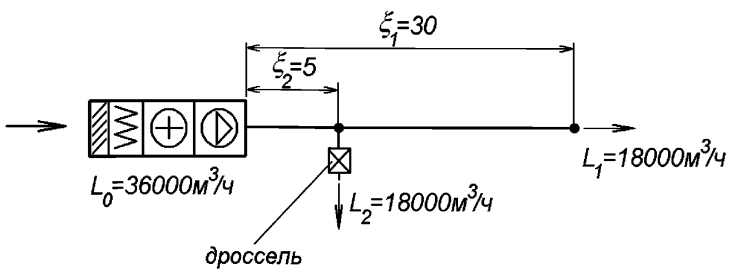

Рисунок Ж.7 – Линейная вентсистема с «дросселированным» первым раздающим устройством

Полное давление вентилятора p_{v0} должно быть равно сумме потерь в воздухоприточной установке плюс потери в длинной ветви:

$$p_{v_o} = \sum_{i=1}^{k} \Delta p_{\text{прит}i} + \Delta p_1' = 370 + 465 = 835 \text{ Па}.$$

Потребляемая вентилятором мощность:

$$N_{vo} = p_{vo} L_o / \eta_{приво} = 13{,}05 \text{ кВт}.$$

Аэродинамические потери участка воздуховода до первой раздачи:

$$\Delta p'_2 = (\xi_2 + 1)\rho v^2 / 2 = 90 \text{ Па},$$

перепад давления на дросселе:

$$\Delta p_{\text{дрос}} = \Delta p_1' - \Delta p_2' = 465 - 90 = 375 \text{ Па},$$

а потери мощности на нем:

$$N_{\text{дрос}} = \Delta p_{\text{дрос}} L_2 / \eta_{\text{прив}\,2} = 5 \cdot 375 \cdot / 0{,}8 = 2{,}93 \text{ кВт}.$$

Эффективность вентсистемы с дросселированной 2-й раздачей:

$$\eta_{\text{прит}} = L_o \left(\sum_{i=1}^{k} \Delta p^{\text{н}}_{\text{прит}i} + \rho V^2_{вых} / 2 \right) / N_{v,\text{сум}} = 10 \cdot (370 + 1{,}2 \cdot 5^2/2) / 13{,}05 = 0{,}295.$$

Таким образом, аэродинамическая эффективность равна эффективности вентсистемы с «дросселированной» второй ветвью и равными расходами (п. Ж1.2).

Ж2.2 Активное воздействие, разбиение на 2 независимых приточных установки

Как и в первом случае, чтобы избежать дросселирования первого раздающего устройства, спроектируем две независимых приточных вентсистемы с производительностью по 18 000 м^3/ч каждая. В аэродинамическом смысле это полный аналог рассмотренной выше схемы (см. п. Ж1.3) с эквивалентной эффективностью $\eta^{\text{экв}}_{\text{прит}} = 0{,}381$.

Ж2.3. «Активное воздействие», установка вентилятора-доводчика за первым раздающим устройством

Непосредственно за первой раздачей установим вентилятор-доводчик (рисунок Ж.8). Полное давление основного вентилятора должно быть равно потерям в приточной установке плюс потери на участке до первой раздачи:

$$p_{v_o} = \sum_{i=1}^{k} \Delta p_{\text{прит}i} + \Delta p_2' = 370 + 90 = 460 \text{ Па}.$$

Потребляемая основным вентилятором мощность:

$$N_{vo} = p_{vo}L_o/\eta_{\text{приво}} = 460\cdot10/0{,}64 = 7{,}19 \text{ кВт}.$$

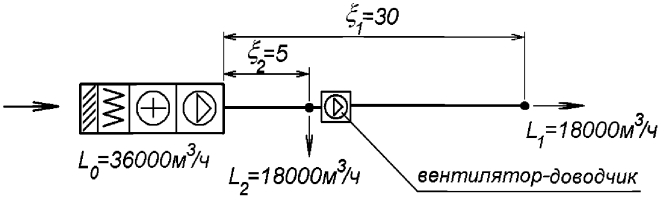

Рисунок Ж.8 – Линейная вентсистема с вентилятором-доводчиком

Вентилятор-доводчик должен иметь полное давление p_{v1}, равное потерям участка воздуховода за первой раздачей:

$$\Delta p'_1 = (\zeta_2 - \zeta_1)\rho v_2^2 / 2 = 375 \text{ Па}$$

(динамическое давление на выходе из раздающего устройства в этом случае не учитывается).

Потребляемая вентилятором-доводчиком мощность:

$$N_{v1} = p_{v1}L_1/\eta_{\text{привл}} = 375\cdot5/\,0{,}64 = 2{,}93 \text{ кВт}.$$

Суммарная потребляемая мощность вентиляторов равна:

$$N_{v,\text{сум}} = N_{vo} + N_{\text{вд1}} = 7{,}19 + 2{,}93 = 10{,}12 \text{ кВт}.$$

Эффективность вентсистемы:

$$\eta_{\text{прит}} = L_o(\sum_{i=1}^{k}\Delta p^{\text{н}}_{\text{прит}i} + \rho V^2_{вых}/2)/\,N_{v,\text{сум}} = 10\cdot(370 + 1{,}2\cdot5^2/2)\,/\,10{,}12 = 0{,}381.$$

Таким образом, аэродинамическая эффективность равна эффективности вентсистемы с параллельными ветвями и с вентиляторами-доводчиками.

Эквивалентные потери давления в вентсистеме:

$$\Delta p_{\text{с}}^{\text{экв}} = N_{v,\text{сум}}\eta_{\text{прив}}/L_0 = 648 \text{ Па},$$

что на 22% меньше, чем при «дроссселировании» первого раздающего устройства.

Анализ полученных результатов

Для наглядности сведем результаты расчетов в таблицу Ж.1 и дадим краткий анализ полученным результатам. При этом следует иметь в виду, что кроме отмеченного увеличения аэродинамической эффективности имеет место уменьшение уровня шума излучаемого вентиляторами. Для упрощенного анализа примем, что суммарное излучение шума нескольких вентиляторов равно излучению одного вентилятора с производительностью, равной суммарной производительности вентиляторов, и с полным давлением, равным эквивалентным потерям в вентсистеме. Оценка корректированного уровня звуковой мощности на выходе производилась пересчетом акустических характеристик вентиляторов ВР 80-70-12,5-01 и ВР 80-70-12,5-01.

Таблица Ж.1 – Параметры вентиляционных систем

	Вентсистема с параллельными ветвями				Линейная вентсистема		
	Пассивное воздействие	Активное воздействие			Пассивное воздействие	Активное воздействие	
Вариант исполнения	Дросселирование 2-й ветви (Ж1.2)	Две приточные установки (Ж1.3)	Камера разбора (Ж1.4)	Камера нулевого стат. давления (Ж1.5)	Дросселирование первой раздачи (Ж2.1)	Две приточные установки (Ж2.2)	Вентилятор-доводчик (Ж2.3)
Потери давления (*эквивалентные), Па	835	648*	648	648	835	648*	648
Аэродинамическая эффективность (*эквивалентная)	0,295	0,381*	0,381	0,381	0,295	0,381*	0,381
Уровень звуковой мощности на выходе (**эквивалентный), дБА	93	90**	90**	90**	93	90**	90**

Выводы по приведенным примерам

Вентсистема с параллельными ветвями, но с сосредоточенной раздачей (раздача воздуха из одного воздухораспределительного устройства в каждой ветви)

Уменьшение общего аэродинамического сопротивления системы за счет: разбиения на две независимые вентсистемы; установки вентиляторов-доводчиков совместно с камерой разбора или камерой нулевого статического давления, привело к увеличению аэродинамической эффективности на 22%. При этом эквивалентный уровень звуковой мощности вентилятора уменьшился на 3 дБА (в абсолютных величинах – это уменьшение излучаемой мощности в 2 раза).

Линейная ветсистема (с одной ветвью) и с раздачей из двух воздуховыпускных устройств

Уменьшение общего аэродинамического сопротивления системы за счет: разбиения на две независимых вентсистемы, установки вентилятора-доводчика, привело к увеличению аэродинамической эффективности на 22%. При этом корректированный уровень звуковой мощности основного вентилятора уменьшился на 3 дБА.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Федеральный закон от 23 ноября 2009 г. № 261-ФЗ «Об энергосбережении и о повышении энергетической эффективности и о внесении изменений в отдельные законодательные акты Российской Федерации»

2. Федеральный закон от 30 сентября 2009 г/ №384-ФЗ «Технический регламент о безопасности зданий и сооружений»

3. Постановление Правительства Российской Федерации от 25 января 2011 г. №18 «Об утверждении Правил установления требований энергетической эффективности для зданий, строений, сооружений и требований к правилам определения класса энергетической эффективности многоквартирных домов»

4. Махов Л.М. Отопление. – М.: Издательство АСВ, 2014.

5. Караджи В.Г., Московко Ю.Г. Оценка аэродинамической эффективности вентиляционных систем. АВОК, №7, 2008.

6. Караджи В.Г., Московко Ю.Г. Способы увеличения аэродинамической эффективности вентиляционных систем. АВОК, №5,2009

gost.e-ecolog.ru