

Государственное образовательное учреждение высшего профессионального
образования
Санкт-Петербургский государственный политехнический университет
Инженерно-строительный факультет
Кафедра технологии, организации и экономики строительства

Н.И.Ватин, М.В.Смотракова

***Технико-экономическое обоснование применения систем
вентиляции с роторной рекуперацией тепла.***

Санкт-Петербург
2003

Оглавление

1.	Обзор литературы, постановка задачи исследования.....	6
1.1.	Основные термины и определения.....	6
1.2.	Назначение систем вентиляции. Требования, предъявляемые к системам вентиляции.....	7
1.3.	Классификация систем вентиляции.....	8
1.3.1.	По способу создания давления для перемещения воздуха: естественным (гравитационным) и искусственным (механическим) побуждением.....	8
1.3.2.	По назначению: приточные, вытяжные и приточно-вытяжные.....	9
1.3.3.	По зоне обслуживания: местные и общеобменные.....	9
1.3.4.	По конструктивному исполнению: канальные и бесканальные... ..	12
1.3.5.	По характеру обработки воздуха: прямооточные, рециркуляционные, рекуперативные.....	12
1.4.	Оборудование систем вентиляции.....	12
1.5.	Свойства воздуха и процессы изменения его состояния.....	12
1.6.	Организация воздухообмена и распределение воздуха в помещении.....	14
1.7.	Мероприятия по шумоглушению в системах вентиляции.....	15
1.7.1.	Звуковое давление, звуковая мощность, частота.....	15
1.7.2.	Уровень звуковой мощности и уровень звукового давления.....	16
1.7.3.	Мероприятия по снижению шума в системах вентиляции.....	17
1.8.	Очистка вентиляционного воздуха.....	17
1.9.	Энергосбережение в системах вентиляции.....	18
1.9.1.	Приточно-вытяжная установка с рекуперацией тепла. Общие сведения.....	19
1.9.2.	Утилизатор тепла.....	20
1.10.	Исходные данные для разработки систем вентиляции.....	22
1.10.1.	Расчетные параметры наружного воздуха.....	22
1.10.2.	Расчетные параметры внутреннего воздуха.....	22
1.10.3.	Температура воздуха, удаляемого из помещения.....	22
1.10.4.	Общие принципы подбора установки.....	22
1.10.5.	Определение требуемого воздухообмена.....	23
1.11.	Подбор приточно-вытяжной установки с рекуперацией тепла на примере агрегата GOLD.....	27
1.12.	Оценка эффективности инвестиций.....	29
1.12.1.	Инвестиции. Капитальные вложения. Основные понятия.....	29
1.12.2.	Оценка эффективности инвестиционного проекта.....	31
1.13.	Выводы по главе. Постановка задачи исследования.....	33
2.	Расхода тепла в системах с рекуперацией.....	34
2.1.	Необходимая теплота нагрева воздуха.....	34
2.2.	Коэффициент полезного действия роторного регенератора тепла.....	34
2.2.1.	Определение к.п.д. роторного регенератора тепла.....	35
2.2.2.	Модель тонкого ротора.....	37
2.2.3.	Обратный переток воздуха.....	39
2.2.4.	Линейная модель длинного ротора.....	41
2.2.5.	Экспоненциальная модель длинного ротора.....	43
2.2.6.	Зависимость значения к.п.д. от параметров ротора.....	48
2.2.7.	Фактическая величина к.п.д.....	49
2.2.8.	Расчет по PMWIN.....	49
2.3.	Гидравлическое сопротивление ротора.....	50

2.4.	Особенности эксплуатации установки с роторной рекуперацией тепла в летнем и зимнем режиме	52
2.5.	Определение количества затрачиваемой энергии	52
2.5.1.	Определение количества энергии, затрачиваемой за год, необходимой для подогрева приточного воздуха в приточной установке...	54
2.5.2.	Определение количества энергии необходимого для подогрева воздуха после рекуперационной установки, затрачиваемое за год.	55
2.6.	Сравнение затрат энергии при приточной системе вентиляции и при использовании приточно-вытяжных установок.....	59
2.7.	Выводы по главе.....	63
3.	Исследование экономической эффективности применения приточно-вытяжной установки с роторной рекуперацией тепла	64
3.1.	Определение среднегодовой доходности инвестиций.....	64
3.1.1.	Выбор методики анализа экономической эффективности	64
3.1.2.	Допущения, принятые при расчете.....	64
3.1.3.	Расчет среднегодовой доходности инвестиций	65
3.2.	Выводы по главе.....	71
	Заключение	72
	Список использованных источников.....	73

Введение

На всех стадиях своего развития человек был тесно связан с окружающим миром. В связи с техническим прогрессом, опасное вмешательство человека в природу резко усилилось: загрязнение воды, атмосферы, почвы - это стало глобальной опасностью для человечества. В связи с этим возникла необходимость создания высокоэффективных систем вентиляции и очистки воздуха.

За последние годы в нашей стране существенно изменились архитектурно-конструктивные решения и технология строительства зданий, номенклатура и характеристики применяемого вентиляционного оборудования. Все это обусловило необходимость изучения нового оборудования с учетом результатов новых теоретических и экспериментальных исследований.

В данной работе рассмотрена энергосберегающая приточно-вытяжная установка с роторной рекуперацией тепла. Повышение коэффициента полезного действия приводит к энергосбережению, что в свою очередь имеет большое значение для экономики страны.

В первой главе работы был проведен обзор литературы. Проведенный анализ показал, что для исследования роторной рекуперации тепла нет теоретической базы и отсутствуют рекомендации по определению к.п.д. В имеющихся публикациях по данной тематике используется, как правило, упрощенный подход к анализу зависимостей к.п.д. от конструкции роторного рекуператора и параметров системы вентиляции.

Технические и экономические разработки, направленные на повышение эффективности систем вентиляции невозможны без изучения физической сути процесса рекуперации. Описанные в литературе характеристики приточно-вытяжных установок с роторной рекуперацией тепла в большей степени относятся к отражению экспериментальных данных без достаточного теоретического анализа течения воздуха в каналах ротора. Основной задачей второй главы работы стало построение и исследование математических моделей, отражающих сложные гидравлические процессы и процессы теплообмена, происходящие в роторном рекуператоре тепла. Построено три модели: модель короткого ротора, линейная модель длинного ротора, экспоненциальная модель длинного ротора. На основе созданных моделей установлены зависимости коэффициента полезного действия от параметров ротора. Максимальное значение к.п.д.

достигается при скорости вращения ротора равной $\omega_{кр} = \frac{2 \cdot \pi \cdot n \cdot v}{l}$. Скорость

вращения ротора ограничивается значением перетока. На основе предложенных моделей, выработаны практические рекомендации о пуско-наладочных работах и эффективной эксплуатации установки с роторным рекуператором тепла. При расчете затрат энергии в системе с роторной рекуперацией тепла необходимо учесть затраты на прохождение воздуха через ротор и затраты энергии в двигателе ротора. В связи с этим выбрана методика для определения количества энергии, затрачиваемой за год, при использовании роторного рекуператора тепла. Показано, что с повышением значения коэффициента полезного действия, уменьшаются затраты энергии в установке с роторным рекуператором тепла. Проведено сравнение прямоточной системы вентиляции и системы с роторной рекуперацией тепла. При использовании роторного рекуператора тепла происходит большая экономия затрат энергии. При значении коэффициента полезного действия равным 85% $\eta = 85\%$ затраты энергии при прямоточной системе вентиляции составляют $Q_{np} = 409360 \text{ кВтч}$, а затраты энергии в системе

вентиляции с роторной рекуперацией тепла составляют $Q_{рот} = 28610,3 \text{ кВтч}$. Таким образом, затраты энергии при прямоточной системе больше в 14,3 раза.

В третьей главе для определения экономической эффективности работы установки с роторной рекуперацией тепла выбран показатель годовой доходности инвестиций. Годовая доходность инвестиций тем больше, чем выше коэффициент полезного действия роторного рекуператора тепла. Проведен анализ зависимости экономической эффективности работы установки с роторной рекуперацией тепла в случае повышения цен на электроэнергию. Анализ показал, что при увеличении тарифов на электроэнергию среднегодовая доходность инвестиций возрастает, поэтому применение установок вносит большой вклад в энергосбережение.

1. Обзор литературы, постановка задачи исследования

1.1. Основные термины и определения

При рассмотрении систем вентиляции и изложении технических приложений в данной работе используются некоторые понятия, представления, а так же специальные термины, которые требуют предварительного пояснения.

Вентиляция - обмен воздуха в помещениях для удаления избытков теплоты, влаги, вредных и других веществ с целью обеспечения допустимых метеорологических условий и чистоты воздуха в обслуживаемой или рабочей зоне при средней необеспеченности 400 ч/г - при круглосуточной работе и 300 ч/г - при односменной работе в дневное время.

Кондиционирование воздуха - автоматическое поддержание в закрытых помещениях всех или отдельных параметров воздуха (температуры, относительной влажности, чистоты, скорости движения) с целью обеспечения главным образом оптимальных метеорологических условий, наиболее благоприятных для самочувствия людей, ведения технологического процесса, обеспечения сохранности ценностей культуры со средней необеспеченностью для следующих классов кондиционирования воздуха:

первого - в среднем 100 ч/г при круглосуточной работе или 70 ч/г при односменной работе в дневное время;

второго - в среднем 250 ч/г при круглосуточной работе или 175 ч/г при односменной работе в дневное время;

третьего - в среднем 450 ч/г при круглосуточной работе или 315 ч/г при односменной работе в дневное время.

Микроклимат помещения - состояние внутренней среды помещения, оказывающее воздействие на человека, характеризуемое показателями температуры воздуха и ограждающих конструкций, влажностью и подвижностью воздуха.

Оптимальные параметры микроклимата - сочетание значений показателей микроклимата, которые при длительном и систематическом воздействии на человека обеспечивают нормальное тепловое состояние организма при минимальном напряжении механизмов терморегуляции и ощущение комфорта не менее чем у 80 % людей, находящихся в помещении.

Допустимые параметры микроклимата - сочетания значений показателей микроклимата, которые при длительном и систематическом воздействии на человека могут вызвать общее и локальное ощущение дискомфорта, ухудшение самочувствия и понижение работоспособности при усиленном напряжении механизмов терморегуляции и не вызывают повреждений или ухудшения состояния здоровья.

Вредные вещества - вещества, для которых органами санэпиднадзора установлена предельно допустимая концентрация (ПДК) вредного вещества.

Избытки явной теплоты - разность тепловых потоков, поступающих в помещение и уходящих из него при расчетных параметрах наружного воздуха (после осуществления технологических и строительных мероприятий по уменьшению теплопоступлений от оборудования, трубопроводов и солнечной радиации).

Расход воздуха - физическая величина, равная пределу отношения приращения массы или объема, или количества жидкости, протекающих в трубопроводе через сечение, перпендикулярное направлению скорости потока, к интервалу времени, за который это приращение произошло, при неограниченном уменьшении интервала времени.

Расход измеряют в единицах массы, деленных на единицу времени (килограммах в секунду, килограммах в час и т. д.), или в единицах объема, также деленных на единицу времени (кубических метрах в секунду, кубических метрах в час и т. д.). В первом случае имеем массовый расход, во втором - объемный. В данной работе под расходом Q будем подразумевать объемный расход.

Скорость движения воздуха - осредненная по объему обслуживаемой зоны скорость движения воздуха.

Холодный период года - период года, характеризующийся среднесуточной температурой наружного воздуха, равной 8 °С и ниже.

Теплый период года - период года, характеризующийся среднесуточной температурой наружного воздуха выше 8 °С.

Рабочая зона - пространство, ограниченное ограждающими конструкциями производственных помещений, имеющие высоту 2 м над уровнем пола или площадки, на которых находятся места постоянного или непостоянного пребывания работающих.

Рециркуляция воздуха - подмешивание воздуха помещения к наружному воздуху и подача этой смеси в данное или другие помещения; рециркуляцией не является перемешивание воздуха в пределах одного помещения, в том числе сопровождаемое нагреванием (охлаждением) отопительными агрегатами (приборами) или вентиляторами-верерами.

Фильтр очистки воздуха; фильтр воздушный – устройство, в котором с помощью фильтрующего материала или иным способом осуществляется отделение аэрозольных частиц от фильтруемого воздуха.

1.2. Назначение систем вентиляции. Требования, предъявляемые к системам вентиляции.

Вентиляция (от лат. ventilatio проветривание, ventilo – вею, махаю, дую) – регулируемый воздухообмен в помещениях; система мер для создания воздушной среды, благоприятной для здоровья человека, а также отвечающей требованиям технологического процесса, сохранения оборудования и строительных конструкций, материалов, продуктов и т.д. Назначение вентиляции – обеспечить санитарно-гигиенические условия для пребывания в помещении человека – температуру, относительную влажность, скорость движения воздуха (подвижность) и чистоту воздуха в соответствии со СНиП (строительные нормы и правила), для чего вентиляционные устройства должны ассимилировать или удалять избыточную теплоту, влагу, а также газы, пары, пыль с соблюдением при этом определенной подвижности воздуха в помещении [43].

Системы вентиляции представляют собой комплекс инженерных устройств, включающих воздушный тракт (воздуховоды), оборудование для обработки и транспортировки воздуха, а также сетевое оборудование (воздухоприемные, воздухораспределительные устройства, дроссель-клапаны и др.). Устройства вентиляции должны удовлетворять следующим требованиям:

- площадь для размещения вентиляционного оборудования и каналов должна быть минимальной; размещение вентиляционных каналов, устройств для раздачи и забора воздуха должно сочетаться с архитектурным обликом помещений и не ухудшать интерьеров;
- в промышленных зданиях вентиляционные устройства не должны мешать производственному процессу;
- должна быть обеспечена хорошая вибро- и звукоизоляция вентиляционного оборудования от строительных конструкций;
- в высшей степени важна эксплуатационная характеристика систем вентиляции, которая, как правило, должна учитываться при

проектировании, - возможность надежной наладки и регулирования работы отдельных устройств систем вентиляции; удобство обслуживания и ремонта;

- минимальная стоимость оборудования и строительно-монтажных работ, максимально возможная экономия электроэнергии и топлива при эксплуатации вентиляционных установок, возможности легкого и надежного регулирования или переключения с одного режима работ на другой.

1.3. Классификация систем вентиляции

При всем многообразии систем вентиляции, обусловленном назначением помещений, характером технологического процесса, видом вредных выделений и т. п., их можно классифицировать по следующим характерным признакам:

1.3.1. По способу создания давления для перемещения воздуха: с естественным (гравитационным) и искусственным (механическим) побуждением

1.3.1.1. Естественная вентиляция

Перемещение воздуха в системах естественной вентиляции происходит:

- вследствие разности температур наружного (атмосферного) воздуха и воздуха в помещении, так называемой аэрации;

Аэрацию применяют в цехах со значительными тепловыделениями, если концентрация пыли и вредных газов в приточном воздухе не превышает 30% предельно допустимой в рабочей зоне. Аэрацию не применяют, если по условиям технологии производства требуется предварительная обработка приточного воздуха или если приток наружного воздуха вызывает образование тумана или конденсата. В помещениях с большими избытками тепла воздух всегда теплее наружного. Более тяжелый наружный воздух, поступая в здание, вытесняет из него менее плотный теплый воздух. При этом в замкнутом пространстве помещения возникает циркуляция воздуха, вызываемая источником тепла, подобная той, которую вызывает вентилятор.

- вследствие разности давлений «воздушного столба» между нижним уровнем (обслуживаемым помещением) и верхним уровнем — вытяжным устройством (дефлектором), установленным на кровле здания;

В системах естественной вентиляции, в которых перемещение воздуха создается за счет разности давлений воздушного столба, минимальный перепад по высоте между уровнем забора воздуха из помещения и его выбросом через дефлектор должен быть не менее 3 м. При этом рекомендуемая длина горизонтальных участков воздухопроводов не должна быть более 3 м, а скорость воздуха в воздуховодах — не превышать 1 м/с.

- в результате воздействия так называемого ветрового давления.

Воздействие ветрового давления выражается в том, что на наветренных (обращенных к ветру) сторонах здания образуется повышенное, а на подветренных сторонах, а иногда и на кровле, — пониженное давление (разрежение). Если в ограждениях здания имеются проемы, то с наветренной стороны атмосферный воздух поступает в помещение, а с заветренной — выходит из него, причем скорость движения воздуха в проемах зависит от скорости ветра, обдувающего здание, и соответственно от величин возникающих разностей давлений.

Системы естественной вентиляции просты и не требуют сложного дорогостоящего оборудования и расхода электрической энергии. Однако зависимость эффективности этих систем от переменных факторов (температуры

воздуха, направления и скорости ветра), а также небольшое располагаемое давление не позволяют решать с их помощью все сложные и многообразные задачи в области вентиляции [14].

1.3.1.2. Механическая вентиляция

В механических системах вентиляции используются оборудование и приборы (вентиляторы, электродвигатели, воздухонагреватели, пылеуловители, автоматика и др.), позволяющие перемещать воздух на значительные расстояния. Затраты электроэнергии на их работу могут быть довольно большими. Такие системы могут подавать и удалять воздух из локальных зон помещения в требуемом количестве, независимо от изменяющихся условий окружающей воздушной среды. При необходимости воздух подвергают различным видам обработки (очистке, нагреванию, увлажнению и т. д.), что практически невозможно в системах с естественным побуждением. Следует отметить, что в практике часто предусматривают так называемую смешанную вентиляцию, т. е. одновременно естественную и механическую вентиляцию. В каждом конкретном проекте определяется, какой тип вентиляции является наилучшим в санитарно-гигиеническом отношении, а также экономически и технически более рациональным [15].

1.3.2. По назначению: приточные, вытяжные и приточно-вытяжные

1.3.2.1. Приточная вентиляция

Приточные системы служат для подачи в вентилируемые помещения чистого воздуха взамен удаленного. Приточный воздух в необходимых случаях подвергается специальной обработке (очистке, нагреванию, увлажнению и т. д.).

1.3.2.2. Вытяжная вентиляция

Вытяжная вентиляция удаляет из помещения (цеха, корпуса) загрязненный или нагретый отработанный воздух.

В общем случае в помещении предусматриваются как приточные, так и вытяжные системы. Их производительность должна быть сбалансирована с учетом возможности поступления воздуха в смежные помещения или из смежных помещений. В помещениях может быть также предусмотрена только вытяжная или только приточная система. В этом случае воздух поступает в данное помещение снаружи или из смежных помещений через специальные проемы или удаляется из данного помещения наружу, или перетекает в смежные помещения.

1.3.2.3. Приточно-вытяжная вентиляция

Наиболее частый и эффективный вариант устройства вентиляционной системы, при которой воздух в помещение подается приточной системой, а удаляется вытяжной. Обе системы работают одновременно. При этом производительность обеих систем должна быть одинаковой, чтобы исключить разницу воздушного давления внутри и снаружи помещения, приводящей к эффекту "хлопающих дверей" [39].

1.3.3. По зоне обслуживания: местные и общеобменные

1.3.3.1. Местная вентиляция

Местной вентиляцией называется такая, при которой воздух подают на определенные места (местная приточная вентиляция) и загрязненный воздух

удаляют только от мест образования вредных выделений (местная вытяжная вентиляция).

- **Местная приточная вентиляция**

К местной приточной вентиляции относятся воздушные души (сосредоточенный приток воздуха с повышенной скоростью). Они должны подавать чистый воздух к постоянным рабочим местам, снижать в их зоне температуру окружающего воздуха и обдувать рабочих, подвергающихся интенсивному тепловому облучению.

К местной приточной вентиляции относятся воздушные оазисы — участки помещений, отгороженные от остального помещения передвижными перегородками высотой 2–2,5 м, в которые нагнетается воздух с пониженной температурой.

Местную приточную вентиляцию применяют также в виде воздушных завес (у ворот, печей и пр.), которые создают как бы воздушные перегородки или изменяют направление потоков воздуха. Местная вентиляция требует меньших затрат, чем общеобменная. В производственных помещениях при выделении вредностей (газов, влаги, теплоты и т. п.) обычно применяют смешанную систему вентиляции — общую для устранения вредностей во всем объеме помещения и местную (местные отсосы и приток) для обслуживания рабочих мест.

- **Местная вытяжная вентиляция.**

Местную вытяжную вентиляцию применяют, когда места выделений вредностей в помещении локализованы и можно не допустить их распространение по всему помещению.

Местная вытяжная вентиляция в производственных помещениях обеспечивает улавливание и отвод вредных выделений: газов, дыма, пыли и частично выделяющегося от оборудования тепла. Для удаления вредностей применяют местные отсосы (укрытия в виде шкафов, зонты, бортовые отсосы, завесы, укрытия в виде кожухов у станков и др.). Основные требования, которым они должны удовлетворять:

- Место образования вредных выделений по возможности должно быть полностью укрыто.
- Конструкция местного отсоса должна быть такой, чтобы отсос не мешал нормальной работе и не снижал производительность труда.
- Вредные выделения необходимо удалять от места их образования в направлении их естественного движения (горячие газы и пары надо удалять вверх, холодные тяжелые газы и пыль — вниз).

При устройстве местной вытяжной вентиляции для улавливания пылевывделений удаляемый из цеха воздух, перед выбросом его в атмосферу, должен быть предварительно очищен от пыли. Наиболее сложными вытяжными системами являются такие, в которых предусматривают очень высокую степень очистки воздуха от пыли с установкой последовательно двух или даже трех пылеуловителей (фильтров).

Местные вытяжные системы, как правило, весьма эффективны, так как позволяют удалять вредные вещества непосредственно от места их образования или выделения, не давая им распространиться в помещении. Благодаря значительной концентрации вредных веществ (паров, газов, пыли), обычно удается достичь хорошего санитарно-гигиенического эффекта при небольшом объеме удаляемого воздуха.

Однако местные системы не могут решить всех задач, стоящих перед вентиляцией. Не все вредные выделения могут быть локализованы этими системами. Например, когда вредные выделения, рассредоточены на значительной площади или в объеме; подача воздуха в отдельные зоны

помещения не может обеспечить необходимые условия воздушной среды, тоже самое если работа производится на всей площади помещения или ее характер связан с перемещением и т. д [13].

1.3.3.2. *Общеобменная вентиляция*

Общеобменная вентиляция – система, в которой воздухообмен, найденный из условий борьбы с вредностью, осуществляется путем подачи и вытяжки воздуха из всего помещения. Чаще всего общеобменная вентиляция устраивается в жилых и общественных зданиях.

Общеобменные системы вентиляции — как приточные, так и вытяжные, предназначены для осуществления вентиляции в помещении в целом или в значительной его части.

Общеобменные вытяжные системы относительно равномерно удаляют воздух из всего обслуживаемого помещения, а общеобменные приточные системы подают воздух и распределяют его по всему объему вентилируемого помещения.

- **Общеобменная приточная вентиляция**

Общеобменная приточная вентиляция устраивается для ассимиляции избыточного тепла и влаги, разбавления вредных концентраций паров и газов, не удаленных местной и общеобменной вытяжной вентиляцией, а также для обеспечения расчетных санитарно-гигиенических норм и свободного дыхания человека в рабочей зоне.

При отрицательном тепловом балансе, т. е. при недостатке тепла, общеобменную приточную вентиляцию устраивают с механическим побуждением и с подогревом всего объема приточного воздуха. Как правило, перед подачей воздух очищают от пыли.

При поступлении вредных выделений в воздух цеха количество приточного воздуха должно полностью компенсировать общеобменную и местную вытяжную вентиляцию.

- **Общеобменная вытяжная вентиляция**

Простейшим типом общеобменной вытяжной вентиляции является отдельный вентилятор (обычно осевого типа) с электродвигателем на одной оси, расположенный в окне или в отверстии стены. Такая установка удаляет воздух из ближайшей к вентилятору зоны помещения, осуществляя лишь общий воздухообмен.

В некоторых случаях установка имеет протяженный вытяжной воздуховод. Если длина вытяжного воздуховода превышает 30–40 м и соответственно потери давления в сети составляют более 30–40 кг/м², то вместо осевого вентилятора устанавливается вентилятор центробежного типа.

Когда вредными выделениями в цехе являются тяжелые газы или пыль и нет тепловыделений от оборудования, вытяжные воздуховоды прокладывают по полу цеха или выполняют в виде подпольных каналов.

В промышленных зданиях, где имеются разнородные вредные выделения (теплота, влага, газы, пары, пыль и т. п.) и их поступление в помещение происходит в различных условиях (сосредоточенно, рассредоточено, на различных уровнях и т. п.), часто невозможно обойтись какой-либо одной системой, например, местной или общеобменной.

В таких помещениях для удаления вредных выделений, которые не могут быть локализованы и поступают в воздух помещения, применяют общеобменные вытяжные системы.

В определенных случаях в производственных помещениях, наряду с механическими системами вентиляции, используют системы с естественным побуждением, например, системы аэрации [13].

1.3.4. По конструктивному исполнению: каналные и бесканальные

Системы вентиляции имеют разветвленную сеть воздухопроводов для перемещения воздуха (каналные системы) либо каналы (воздуховоды) могут отсутствовать, например, при установке вентиляторов в стене, в перекрытии, при естественной вентиляции и т. д. (бесканальные системы).

1.3.5. По характеру обработки воздуха: прямоточные, рециркуляционные, рекуперативные

В рециркуляционных системах весь воздух из помещения или его часть после обработки вновь поступает в помещение. В рекуперативных системах используется теплота выбросного воздуха для нагрева приточного воздуха.

1.4. Оборудование систем вентиляции

Оборудование вентиляционных систем, предназначенное для обработки воздуха, обычно располагают в специальных камерах [44]. Система вентиляции включает группы самого разнообразного оборудования:

- Вентиляторы – механизмы, предназначенные для перемещения воздуха или других газов. По принципу действия различают вентиляторы радиальные (центробежные) и осевые.
- Вентиляционные установки по назначению различают приточные, вытяжные и приточно-вытяжные.
- Шумоглушители (пластинчатые, сотовые, трубчатые)
- Воздушные фильтры
- Воздухонагреватели (электрические, водяные)
- Воздуховоды (металлические, металлопластиковые, неметаллические, гибкие)
- Запорные и регулирующие устройства (воздушные клапаны, диафрагмы, обратные клапаны)
- Воздухораспределители и регулирующие устройства воздухоудаления (решетки, диффузоры, плафоны, насадки с форсунками, щелевые воздухораспределительные устройства, перфорированные панели)

1.5. Свойства воздуха и процессы изменения его состояния

Сухой атмосферный воздух представляет собой однородную смесь нескольких газов (по массе): 75,55% азота. 23,1% кислорода. 1,35% инертных и прочих газов. Соотношение количеств этих компонентов в атмосферном воздухе стабильно. Атмосферный воздух всегда содержит также некоторое количество водяных паров. Смесь сухого воздуха с водяными парами называется влажным воздухом. Количество водяных паров, содержащихся во влажном воздухе, может меняться в значительных пределах. Влажный воздух можно рассматривать с точностью, достаточной для расчетов систем вентиляции как смесь двух идеальных газов – сухого воздуха и водяного пара [13].

Барометрическое давление атмосферного воздуха P_b – это сумма парциальных давлений сухой его части $P_{с.в.}$ водяного пара $P_{в.п.}$:

$$P_0 = P_{c.в.} + P_{в.п.} \quad (1.1)$$

В качестве единицы измерения барометрического давления воздуха принят паскаль. Значение парциального давления компонента смеси в состоянии полного насыщения называют парциальным давлением насыщения P_n или упругостью насыщенных паров. Температура, при которой происходит полное насыщение, называется температурой насыщения или температурой точки росы.

Абсолютная влажность воздуха – масса водяных паров, заключающихся в 1 м³ влажного воздуха. Влагосодержанием воздуха d называют количество водяного пара, приходящееся на 1 кг сухой части влажного воздуха, т.е.

$$d = M_{в.п.} / M_{c.в.}, \quad (1.2)$$

где $M_{в.п.}$ – масса водяных паров, г; $M_{c.в.}$ – масса сухого воздуха, равная 1 кг.

Относительная влажность воздуха φ представляет собой отношение парциального давления водяных паров $P_{в.п.}$ при заданной температуре к парциальному давлению насыщения P_n при той же температуре и определяется по формуле:

$$\varphi = P_{в.п.} / P_n \cdot 100\%. \quad (1.3)$$

Для насыщенного воздуха $\varphi=100\%$. Относительную влажность воздуха в помещении нормируют. Для жилых и общественных помещений относительная влажность считается приемлемой в пределах от 30% до 70%.

Плотность влажного воздуха $\rho_{в.п.}$ равна массе 1 м³ смеси, состоящей из сухой части воздуха и водяных паров. Поскольку $\rho_{в.п.}$ меньше $\rho_{c.в.}$, плотность сухого воздуха при одинаковом барометрическом давлении и одинаковой температуре больше плотности влажного воздуха, но эта разница невелика.

Массовая теплоемкость влажного воздуха представляет собой количество теплоты, которое необходимо затратить, чтобы нагреть на 1°С сухой части влажного воздуха и приходящееся на их долю количество водяных паров. Удельная (массовая) теплоемкость влажного воздуха составит:

$$c_p = c_{c.в.} + c_{в.п.} \cdot d / 1000, \quad (1.4)$$

где $c_{c.в.}$ – массовая теплоемкость сухого воздуха ($c_{c.в.}=1,005$ кДж/кг·К); $c_{в.п.}$ – массовая теплоемкость водяного пара ($c_{в.п.}=1,8$ кДж/кг·К).

Энтальпией (теплосодержанием) влажного воздуха называется количество теплоты, содержащейся в нем и отнесенной к 1 кг заключенного в нем сухого воздуха (кДж/кг сухого воздуха.):

$$I = c_{c.в.}t + (i + c_{в.п.}t)d / 1000, \quad (1.5)$$

где t – температура влажного воздуха; i – скрытая теплота парообразования 1 кг воды при температуре 0°С ($i=2500$ кДж/кг); d – влагосодержание (на 1 кг сухого воздуха.).

Как видно, энтальпия влажного воздуха складывается из энтальпии сухого воздуха и энтальпии водяного пара. Таким образом, энтальпия влажного воздуха. Отнесенная к 1 кг сухой части влажного воздуха (кДж/кг) при произвольной температуре t и влагосодержанием d , определяется по формуле:

$$I = 1,005t + (2500 + 1,8t)d / 1000.$$

Это уравнение является исходным для построения I-d-диаграммы влажного воздуха, предложенной профессором Л.К.Рамзиным. Диаграмма представляет собой выраженную графически взаимную зависимость пяти параметров, характеризующих состояние влажного воздуха: энтальпии I , влагосодержанием d , температуры t , относительной влажности φ , парциального давления, содержащегося в паровоздушной смеси P_n при заданном барометрическом давлении P_0 . Следует отметить, что только t и d могут изменяться произвольно, независимо одна от другой, хотя эти изменения имеют определенный предел.

Каждому конкретному значению t и d соответствуют определенные числовые значения всех остальных параметров.

1.6. Организация воздухообмена и распределение воздуха в помещении

Эффективная организация воздухообмена является необходимой для достижения следующих целей:

- обеспечение здоровья находящихся в помещении людей;
- комфорт людей в общественных зданиях;
- обеспечение качества продукции на производственных предприятиях.

Вентиляция нужна для удаления загрязняющих веществ, для подачи наружного (свежего) воздуха в помещение. Необходимый воздухообмен в помещениях тесно связан с количеством поступления различных вредностей (теплоты, влаги, газов, пыли) и предельно допустимыми концентрациями их в воздухе помещений (ПДК) [32].

Распределение приточного воздуха и удаление воздуха из помещений общественных, административно-бытовых и производственных зданий следует предусматривать с учетом режима использования указанных помещений в течение суток или года, а также с учетом переменных поступлений теплоты, влаги и вредных веществ.

Воздухообмен следует организовывать таким образом, чтобы обеспечить соблюдение требований по предельному содержанию вредных веществ и норм метеорологических условий в воздухе рабочей или обслуживаемой зоны, а также норм взрывопожарной безопасности наиболее экономичным способом [8].

В процессе организации воздухообмена и при подборе воздухораспределительных устройств необходимо решить следующие задачи:

1. Определить требуемый расход вентиляционного воздуха;
2. Установить экстремальные значения скоростей, температур воздуха, концентраций вредностей в рабочей или обслуживаемой зоне помещения;
3. Разработать расчетные схемы циркуляции воздушных потоков в помещении;

При решении вопросов организации воздухообмена следует руководствоваться указаниями [1]. Решение задач должно основываться на использовании закономерностей струйных течений при подборе воздухораспределительных устройств, вычислении расхода приточного воздуха с помощью различных моделей тепловоздушных процессов в вентилируемых помещениях, совместного взаимосвязанного определения воздухообмена и расчета воздухораспределения.

Вентиляция представляет собой процесс переноса объемов воздуха, вытекающего из приточных отверстий, а также движение воздуха, обусловленное всасывающими отверстиями. Характер воздушных потоков зависит от формы и количества приточных отверстий, их расположения, а также температуры и скорости, с которыми воздух поступает в помещения. На характер распространения воздушных потоков оказывают влияние работа технологического оборудования и, кроме того, конструктивные элементы здания. Основная задача при проектировании вентиляции учесть характер движения воздушных масс в помещении, с тем, чтобы в пределах рабочей зоны были обеспечены параметры микроклимата.

Концентрация и распределение загрязняющих веществ тесно связаны с движением воздуха в помещении, поэтому приток свежего воздуха позволяет удалять застоявшийся или загрязненный воздух. Подача свежего воздуха и удаление загрязняющих веществ по существу являются разными сторонами

одной и той же проблемы. Достаточность воздухообмена может в основном оцениваться его способностью поддерживать достаточно низкую концентрацию загрязняющих веществ в заданной точке [7].

Для нормального жизнеобеспечения здания требуется подача свежего воздуха и отвод избыточного тепла, удаление газов и частиц, выделяемых в этом здании. Тепло выделяется находящимися в здании людьми, различного рода оборудованием (компьютерами, телевизорами, освещением и т.д.), а также проникающей в помещение солнечной радиацией. Внутри зданий также образуются и выделяются в воздух пар, различные газы и посторонние частицы. Приготовление пищи, сушка, например одежды, и сами люди повышают влажность в помещении. Несомненно, табачный дым является самым главным источником химического загрязнения внутреннего воздуха, кроме этого, большой вклад в загрязнение вносят летучие органические составы. Выделяющиеся из строительных материалов, мебели, бытовых средств, косметики и офисных материалов. В качестве газообразных веществ, загрязняющих воздух в здании, следует указать углекислый газ (CO_2), угарный газ (CO), двуокись азота (NO_2) и озон (O_3). Углекислый газ выдыхают люди, к тому же он является естественным компонентом атмосферного воздуха. CO и NO_2 могут образовываться при неполном сгорании и курении, озон вырабатывается копировальными аппаратами и лазерными принтерами. Имеющиеся в воздухе загрязняющие вещества должны удаляться из здания системой вентиляции. Основным предназначением вентиляции является создание потока воздуха, ассимилирующего загрязняющие вещества от различных источников таким образом, чтобы локальная концентрация загрязнений была достаточно низкой во всем пространстве помещения [6].

Удаление воздуха из помещений системами вентиляции рекомендуется из верхней зоны при значительных избытках явной теплоты и допускается на любом уровне при значительных избытках явной теплоты. При выделении пыли удаление воздуха следует предусматривать из нижней зоны.

1.7. Мероприятия по шумоглушению в системах вентиляции

При проектировании систем вентиляции необходимо рассчитывать уровень шума, производимого вентиляционным оборудованием и, в случае, недопустимых параметров следует принимать меры по шумоглушению. Низкий уровень шума является одним из основных критериев комфорта, от которого в значительной степени зависит наше хорошее самочувствие [4].

Источником шума вентиляторов являются любые колебательные явления, сопровождающие их работу. Колебательные процессы аэродинамического происхождения вызывают аэродинамический шум, а механические колебания элементов конструкции вызывают шум, распространяющийся по строительным конструкциям здания и примыкающим воздуховодам, иногда очень далеко от места установки. В воздуховоды, подсоединенные к нагнетательному и всасывающему патрубкам вентилятора, поступает аэродинамический шум. Кроме вентилятора источником шума в вентиляционной сети обычно бывают воздухораспределители и регулирующие клапан дроссельного типа.

1.7.1. Звуковое давление, звуковая мощность, частота

Звуковые волны распространяются в воздухе в виде колебаний давления. Наши уши воспринимают колебания давления как звук. Звуковое давление измеряется в паскалях (Па). Наименьшее звуковое давление, которое воспринимает человеческое ухо (порог слышимости), равно 0,00002 Па. Большая

числовая разница между порогом слышимости и болевым порогом создает неудобство при расчете. Поэтому используется логарифмическая шкала, основанная на отношении действительного звукового давления к порогу слышимости. Единицей шкалы является, дБ. При этом 0 дБ соответствует порогу слышимости, а 120 дБ соответствуют болевому порогу. Звуковое давление уменьшается при увеличении расстояния до источника звука, и зависит от акустических свойств помещения.

Звуковая мощность определяется как количество энергии, передаваемой в единицу времени. Звуковая мощность не может быть измерена непосредственно и вычисляется через звуковое давление. Звуковая мощность, излучаемая вентилятором, не зависит от конструкции помещения и поэтому её удобно использовать для сравнения акустических характеристик различных вентиляторов.

Периодические колебания источника звука выражаются его частотой. Частота измеряется, как количество колебаний в секунду, одно колебание в секунду есть 1 Герц (Гц). Больше количество колебаний в секунду, т.е. высокая частота, даёт более высокий тон. Частотный диапазон очень часто делится на восемь групп, так называемые октавные полосы частот: 63 Гц, 125 Гц, 250 Гц, 500 Гц, 1000 Гц, 2000 Гц, 4000 Гц и 8000 Гц.

Человеческое ухо имеет разную степень чувствительности для звуков различной частоты. Это означает, что звуки с высокой и низкой частотой будут распознаваться, как два разных звуковых уровня. Говоря проще, мы слышим высокочастотный звук лучше, чем звук с низкой частотой [14].

1.7.2. Уровень звуковой мощности и уровень звукового давления

Существует зависимость между уровнем звуковой мощности создаваемой источником и уровнем его звукового давления. Расположение источника звука в комнате (фактор направленности), расстояние до источника и поглощающие способности помещения.

1) Коэффициент направленности, Q

Коэффициент направленности определяет, как звук распределяется от источника. Распространение во все стороны, сферическое, означает что $Q = 1$. Для диффузора установленного в середине стены, направленность будет полусферической, $Q = 2$.

2) Расстояние от источника шума, r, м

3) Эквивалентная площадь поглощения помещения, A

Способность материала поглощать звук определяется как коэффициент поглощения. Коэффициент поглощения находится в диапазоне от 0 до 1, Величина равная 1 соответствует полностью поглощающей поверхности, а величина равная 0 соответствует полностью отражающей поверхности. Эквивалентная площадь поглощения помещения (A), измеряется в m^2 и может быть рассчитана путём умножения площади поверхностей помещения на их соответствующие коэффициенты поглощения:

$$A = \alpha_1 \cdot S_1 + \alpha_2 \cdot S_2 + \dots + \alpha_n \cdot S_n,$$

где A – эквивалентная площадь поглощения помещения; S – площадь поверхности; α - коэффициент поглощения, зависящий от материала; n – количество поверхностей.

Во многих случаях проще использовать средние значения для расчета звукового поглощения в различных типах комнат, а затем приблизительно рассчитать эквивалентную площадь поглощения всего помещения.

Если известен уровень звуковой мощности, можно рассчитать уровень звукового давления. Уровень звукового давления может быть рассчитан по следующей формуле:

$$L_A = L_W + 10 \cdot \log \left[\frac{Q}{4\pi r^2} + \frac{4}{A} \right], \quad (1.6)$$

где L_A – уровень звукового давления, дБ; L_W – уровень звуковой мощности, дБ; Q – коэффициент направленности; r – расстояние до источника шума; A – эквивалентная площадь поглощения.

1.7.3. Мероприятия по снижению шума в системах вентиляции

Меры по снижению шума в системах вентиляции и кондиционирования основываются на двух видах операций, применимых одновременно или последовательно:

- Меры, относящиеся к самому источнику шума;
- Меры, относящиеся к каналам передачи шума.

Эти меры всегда предусматриваются на стадии проектирования и применяются при монтаже систем (установок). В таком случае удастся получить наилучшие результаты при меньших затратах.

Установка в систему вентиляции шумоглушителей является одной из эффективных мер по снижению аэродинамического шума в воздушном потоке. Наиболее часто применяемые шумоглушители конструктивно делятся на пластинчатые и трубчатые. Главная их особенность – наличие развитых поверхностей, облицованных звукопоглощающим материалом.

Величина затухания звука может быть получена из таблиц и графиков с технической информацией оборудования. Снижение уровня звука может быть достигнуто двумя путями: поглощением или отражением звука.

Затухание поглощением – это использование глушителей и звукоизолированных воздуховодов. Также происходит поглощение звука самим помещением. Затухание отражением происходит при концевом отражении (когда звук отражается от конечного диффузора назад в воздуховод), также затухание происходит в разветвлениях и изгибах [19].

1.8. Очистка вентиляционного воздуха

Пыль хотя и не является составной частью атмосферного воздуха. Тем не менее почти неизбежная примесь его. В промышленности технологические процессы нередко сопровождаются выделениями пыли. Пыль – это мельчайшие частицы твердого или жидкого вещества, рассеянные в воздухе. Такие системы называются дисперсными. При этом воздух (газ) называют дисперсной средой, а взвешенные частицы – дисперсной фазой или аэрозолем. Пыль встречается размерами от долей микрона до 100 мкм. Дисперсный состав характеризуется содержанием частиц различных фракций. Фракция – доля частиц, размеры которых находятся в определенном интервале значений, принятых в качестве нижнего и верхнего пределов [10].

При выборе способа очистки воздуха необходимо знать размеры аэрозолей, их электрические и химические свойства, склонность к воспламенению и взрыву, гигроскопичность и смачиваемость. Для очистки воздуха в системы вентиляции устанавливаются фильтры.

Фильтр – это устройство, в котором с помощью фильтрующего материала или иным способом осуществляется отделение аэрозольных частиц от фильтруемого воздуха [9]. Эффективность (E , %) – характеристика фильтра или фильтрующего материала, равная процентному отношению разности

концентрации частиц до N_D и после фильтра N_{II} к концентрации частиц до фильтра N_D :

$$E = \frac{N_D - N_{II}}{N_D} \cdot 100. \quad (1.7)$$

Производительность фильтра называется расход воздуха в единицу времени, проходящего через фильтр. Аэродинамическим сопротивлением фильтра называют перепад давления на фильтре – разность полных потерь давлений до и после фильтра при определенной производительности фильтра. Пылеемкость фильтра – это количество пыли, которое фильтр задерживает за период непрерывной работы между двумя сроками регенерации фильтрующего слоя или по достижении определенного значения сопротивления фильтра.

В соответствии с [9] фильтры классифицируют по назначению и эффективности на:

- Фильтры общего назначения – фильтры грубой очистки и фильтры тонкой очистки;
- Фильтры, обеспечивающие специальные требования к чистоте воздуха, в том числе для чистых помещений, - фильтры высокой эффективности и фильтры сверхвысокой эффективности.

Конструкция фильтров должна обеспечивать удобство при монтаже, а также возможность демонтажа фильтров при их замене. Также конструкция фильтров должна обеспечивать герметизацию в установочных рамах вентиляционных систем и исключать возможность протечек воздуха между корпусом фильтра и установочными рамами.

1.9. Энергосбережение в системах вентиляции

Человек всегда был тесно связан с окружающим миром. В связи с техническим развитием общества, опасное вмешательство человека в природу резко усилилось, это сейчас грозит стать глобальной опасностью для человечества. Расход невозобновляемых видов сырья повышается, поэтому проблема энергосбережения становится все более и более актуальной. Поэтому эффективное использование энергетических и материальных ресурсов становится основной задачей любой отрасли деятельности человека.

Обычно вентиляция в здании состоит из приточных и вытяжных систем. Прямоточные системы вентиляции потребляют 50-60 % всей электроэнергии здания [25]. В связи с этим необходимо искать пути экономии тепловой энергии в системах вентиляции и кондиционирования зданий различного назначения. Одним из направлений совершенствования и сокращения энергоемкости систем вентиляции является использования для нагрева приточного воздуха вторичных энергоресурсов (ВЭР) [18].

В качестве теплоносителя ВЭР может использоваться теплота:

- воздуха, удаляемого системами общеобменной вентиляции и местных отсосов;
- газоздушную смесь, удаляемую от технологического оборудования.

Целесообразность использования ВЭР для вентиляции, выбор схем утилизации теплоты (холода), теплоутилизационного оборудования должны быть обоснованы технико-экономическим расчетом с учетом неравномерности поступления ВЭР и теплопотребления в системах. При равной экономичности проектных решений (в пределах $\pm 5\%$ по приведенным затратам) следует принимать решение, обеспечивающее большую экономию топлива.

Достаточно широкое распространение получили системы утилизации с воздушно-воздушными теплоутилизаторами (регенеративными и рекуперативными).

Если утилизированной теплоты недостаточно для обеспечения заданной температуры приточного воздуха, проектируются дополнительные воздухонагреватели. Площадь поверхности нагрева дополнительных воздухонагревателей рассчитывается с учетом неравномерности их тепловой нагрузки в различных эксплуатационных режимах (при защите от обмерзания теплоутилизационного оборудования, при изменении параметров и расходов теплоносителей ВЭР и т.д.).

Как правило, расчет теплоутилизационного оборудования выполняется для холодного периода года. Возможная экономия холода на обработку приточного воздуха в теплый период года определяется в этом случае с учетом площади теплообменной поверхности подобранного теплоутилизационного оборудования (ТО).

При проектировании систем утилизации ВЭР необходимо учитывать, что не допускается использование носители ВЭР, содержащие вещества, способные оказать на оборудование разрушающее воздействие.

При использовании теплоты (холода) вентиляционного воздуха, содержащего осаждающиеся пыли и аэрозоли, следует предусматривать очистку воздуха до концентраций, допустимых по техническим условиям на теплоутилизационное оборудование, а также очистку теплообменных поверхностей от загрязнений [29].

1.9.1. Приточно-вытяжная установка с рекуперацией тепла. Общие сведения.

В последние годы все более широкое применение находят приточно-вытяжные системы вентиляции. Высокие цены на тепло- и электроэнергию не только делают их использование выгодным для хозяев, но и позволяют достичь приличного энергосбережения в масштабах страны, что в свою очередь, дает возможность развивать экономику, не наращивая потребление угля, нефти, электроэнергии. В России цены на энергоносители пока существенно отстают от европейских, однако, и климат в России более суровый. Даже при одинаковых среднегодовых температурах зима холоднее, а лето жарче. По этой причине в зданиях повышенной комфортности с использованием принудительной системы приточно-вытяжной вентиляции роторный рекуператор окупает себя достаточно быстро [30].

Приточно-вытяжные установки обеспечивают как приток, так и вытяжку из помещения отработанного воздуха. Существенным преимуществом приточно-вытяжных установок является встроенный теплообменник (рекуператор), позволяющий использовать тепло удаляемого воздуха для подогрева приточного воздуха. Некоторые модели способны также осуществлять влагообмен с вытяжным воздухом.

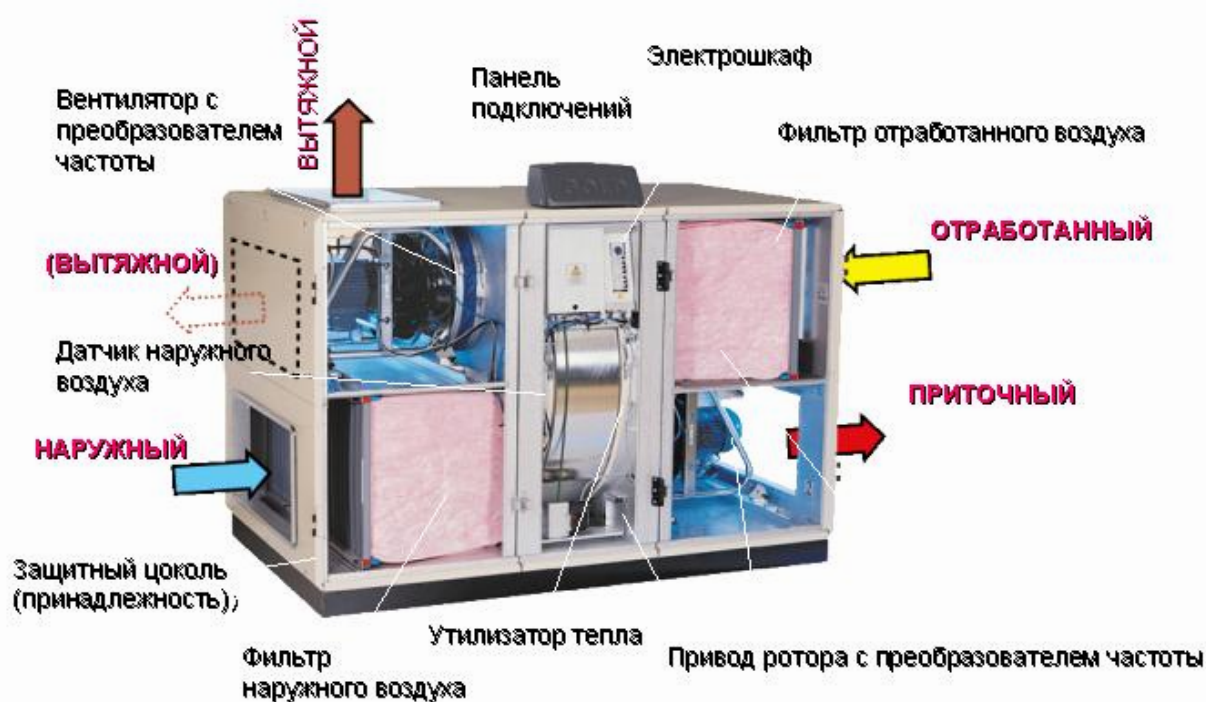
Воздухообмен производится следующим образом. Постоянно работающая приточно-вытяжная вентиляционная установка обеспечивает удаление воздуха из помещений, где выделяются теплоизбытки, влага и запахи. Загрязненный воздух выбрасывается на улицу через наружные решетки или в вытяжные каналы. Свежий приточный воздух фильтруется, подогревается в рекуператоре за счет тепла от вытяжного воздуха и подается по системе воздуховодов в помещения при помощи воздухораспределителей. За установкой приточный воздух дополнительно подогревается в калорифере до необходимой температуры. Работой системы вентиляции управляет автоматика. Система контролирует воздушные потоки, минимизируя энергозатраты в холодное время года за счет передачи тепла от вытяжного воздуха приточному [42].

В работе в качестве примера приточно-вытяжной установки с рекуперацией тепла рассматривается установка GOLD шведского производства компании «PM-LUFT» [28].

Приточно-вытяжные установки с роторной рекуперацией воздуха предназначены для комфортного вентилирования, в первую очередь, общественных помещений: официальных контор, банков, производственных помещений, школ, детсадов, больниц, магазинов, ресторанов, а также вилл, гаражей и т.п. В комбинации с угольным фильтром, приточно-вытяжная установка может быть использована также в зданиях с разными видами деятельности, где имеется риск смешивания воздуха. Но агрегат не может быть использован во влажных помещениях таких, как, например, бассейн.

Приточно-вытяжная установка – это комплектный воздухоподготовительный агрегат с вентиляторами приточного и отработанного воздуха с непосредственным приводом, фильтрами приточного и отработанного воздуха, утилизатором тепла, а также встроенной системой автоматики, управляющей агрегатом с помощью дисплея. На рисунке 1.1 представлена приточно-вытяжная установка GOLD.

Рисунок 1.1 Приточно-вытяжная установка



1.9.2 Утилизатор тепла

1.9.2.1 Теплообменники

Теплообменники – это аппараты, в которых теплота передается от одной среды к другой. По принципу действия теплообменные аппараты могут быть разделены на рекуперативные, регенеративные и смешительные [20].

Рекуперативные теплообменные аппараты представляют собой устройства, в которых два теплоносителя с различными температурами текут в пространстве, разделенном твердой стенкой. Теплообмен происходит за счет конвекции и теплопроводности стенки, а если хоть один из теплоносителей является излучающим газом, то и за счет теплового излучения.

В смешительных аппаратах теплопередача осуществляется при непосредственном контакте и смешении горячего и холодного теплоносителя.

Регенераторы – такие теплообменные аппараты, в которых одна и та же поверхность нагрева через определенные промежутки времени омывается то горячим, то холодным теплоносителем. Сначала поверхность регенератора отбирает теплоту от горячего теплоносителя и нагревается, затем поверхность регенератора отдает энергию холодному теплоносителю. Таким образом, в регенераторах теплообмен всегда происходит в нестационарных условиях, тогда как рекуперативные теплообменные аппараты большей частью работают в стационарном режиме. Так как в регенеративных и рекуперативных аппаратах процесс передачи теплоты неизбежно связан с поверхностью твердого тела, то их еще называют поверхностными.

1.9.2.2. *Роторный рекуператор*

Приточно-вытяжная установка снабжена роторным регенератором тепла, температурный к.п.д. которого может достигать 85%. Для нагрева приточного воздуха утилизатор тепла использует избытки тепла помещения. Роторный регенератор в нормальных условиях не подвержен замерзанию и может быть с успехом использован в различных температурных зонах. Роторный рекуператор возвращает всего 2% запахов воздуха помещения. Угольный фильтр, размещенный на притоке после вентилятора, позволяет достичь абсолютной очистки воздуха, поступаемого в помещение. Преимуществом монтажа угольного фильтра на притоке является также полная очистка наружного воздуха от выхлопных газов и запахов и, кроме того, угольный фильтр несколько снижает уровень шума [41].

В рекуперационной секции установлен вращающийся теплообменник (ротор), который приводится в действие электромотором. Электромотор может иметь постоянную или переменную скорость вращения и работает на ременную передачу с понижающим или повышающим передаточным числом. Потребность в тепле регулируется автоматически путем плавного (бесшагового) изменения скорости вращения ротора. При вращении ротора, приточный и вытяжной воздух проходят сквозь него поочередно в противоположные направления. Максимальная допустимая рабочая температура составляет 75°C. В обычных условиях работы установки скорость воздушного потока сквозь ротор составляет 3 м/с. Ротор теплообменника изготовлен из гофрированного алюминиевого листа, благодаря чему через теплообменник проходит ламинарный поток. Регенератор снабжен сектором чистой продувки, который предназначен для предотвращения перемещения вытяжного воздуха в сторону притока, а также для отделения грязи, приставшей к ротору.

Ротор негигроскопического выполнения перемещает только теплоту, имеет высокий температурный к.п.д. и перемещает влагу лишь в случае, если вода конденсируется в роторе.

Для возможности утилизации влажности и холода, надо использовать ротор в гигроскопическом выполнении. Гигроскопический ротор перемещает теплоту и влагу с одинаковым к.п.д. Такой ротор предназначен для объектов, где помимо высокого температурного к.п.д., требуется также эффективная передача влаги и охлаждающей мощности в летнее время, например, в больницах, лечебных учреждениях, конторских помещениях, текстильной промышленности и так далее.

Уплотнения вращающегося теплообменника невозможно отрегулировать так, чтобы они были совершенно герметичными. В случае, когда перемещение вытяжного воздуха не допускается, вентиляторы необходимо расположить так, чтобы давление на стороне притока было выше давления стороны вытяжки на обеих сторонах теплообменника. При этом определенное количество приточного

воздуха протекает на сторону вытяжки и объемный поток вытяжного воздуха растет [40].

1.10. Исходные данные для разработки систем вентиляции

1.10.1. Расчетные параметры наружного воздуха

На микроклимат существенно влияют параметры наружного воздуха. Поэтому в зависимости от времени года нормативные требования, предъявляемые к воздушной среде помещения, различны [5]. При эксплуатации вентиляции различают два характерных режима работы: теплый – летний, когда возможно открытие окон, и холодный – зимний, когда окна, как правило, открывать нельзя. Условной границей между ними является так называемый переходный период, которому соответствует наружная температура воздуха 8°C. Следовательно, вентиляционные установки, как правило, рассчитываются на три режима работы: теплый, переходный и холодный. В [1] для каждого населенного пункта приведены расчетные характеристики наружного воздуха для параметров А и параметров Б в теплый и холодный периоды года.

1.10.2. Расчетные параметры внутреннего воздуха

Микроклимат помещений определяется сочетаниями температуры, влажности и скорости движения воздуха. Метеорологические условия в пределах допустимых норм принимаются по [1] в обслуживаемой зоне жилых, общественных и административно-бытовых помещений и по [1] на постоянных и непостоянных рабочих местах производственных помещений (кроме помещений, для которых метеорологические условия установлены другими нормативными документами).

В холодный период года в общественных, административно-бытовых и производственных помещениях отапливаемых зданий, когда они не используются, и в нерабочее время принимают температуру воздуха ниже нормируемой, но не ниже 5°C, обеспечивая восстановление нормируемой температуры к началу использования помещения или к началу работы.

1.10.3. Температура воздуха, удаляемого из помещения

Температура уходящего воздуха t_y зависит от многих факторов, в частности от отношения площади, занятой теплоотдающим оборудованием, к площади пола цеха, высоты помещения, способа организации воздухообмена [11]. Температуру воздуха, уходящего из помещения определяют по формуле:

$$t_{yx} = t_{p.z.} \psi (H - 2), \quad (1.8)$$

где $t_{p.z.}$ – температура воздуха в рабочей зоне (на высоте 2 м от пола); ψ – изменение температуры по высоте помещения (температурный градиент, выражающийся в градусах на 1 м высоты); H – вертикальное расстояние от пола до середины вытяжного отверстия, м; 2 – высота рабочей зоны, м.

1.10.4. Общие принципы подбора установки

Подбор типоразмера приточно-вытяжной установки сводится к подбору приточного и вытяжного вентилятора.

Вентилятор представляет собой механическое устройство, предназначенное для перемещения воздуха по воздуховодам систем вентиляции. Вентиляторы, приточные камеры, воздухонагреватели, теплоутилизаторы, фильтры, клапаны, шумоглушители и др. следует выбирать исходя из расчетного расхода воздуха с

учетом подсосов и потерь через неплотности: в оборудовании - по данным завода-изготовителя; в воздуховодах вытяжных систем до вентилятора и приточных систем после вентилятора - в соответствии с требованиями [1] (исключая участки воздуховодов систем общеобменной вентиляции, прокладываемых в пределах обслуживаемых ими помещений).

При установке вентилятора в сеть рекомендуется предусматривать прямые участки стабилизации воздушного потока с обеих сторон от вентилятора. Для уменьшения аэродинамических потерь, связанных с турбулизацией потока [27].

Зависимость полных потерь давления в сети от расхода воздуха называется характеристикой сети [24]. Графически характеристика сети представляется квадратичной параболой и выражается уравнением:

$$p = k \cdot L^2, \quad (1.9)$$

где p – полная потеря давления в сети; k - коэффициент, постоянный для данной сети; L – воздухообмен, расход воздуха, перемещаемого в сети, м³/ч.

Определяем: $k = \frac{p}{L^2}$.

Задаваясь значениями L , вычисляют p , по точкам которой строится график – квадратичная парабола сети. Подбор вентилятора заключается в том, что на характеристику давления вентилятора, построенную в координатах pL , накладывается построенная в тех же координатах и в том же масштабе характеристика сети. Точка пересечения двух кривых (рабочая точка) определит давление и производительность этого вентилятора при работе в данной сети. При выборе вентилятора стремятся к тому, чтобы требуемым значениям подачи L и давлению p соответствовало максимальное значение к.п.д.

1.10.5. Определение требуемого воздухообмена

Определение вентиляционного обмена является одной из главных задач, возникающих при устройстве вентиляции [19]. Распределение приточного воздуха и удаление воздуха из помещений общественных, административно-бытовых и производственных зданий следует предусматривать с учетом режима использования указанных помещений в течение суток или года, а также с учетом переменных поступлений теплоты, влаги и вредных веществ.

Воздухообменом L называется количество вентиляционного воздуха, необходимое для обеспечения санитарно-гигиенического уровня воздушной среды помещений и одновременно удовлетворяющее (если помещение производственное) технологическим требованиям к воздушной среде производственных помещений.

Количество наружного воздуха, обрабатываемого и вводимого системой вентиляции в помещение, оказывает большое влияние на расход тепла и холода. Поэтому в целях экономии энергии там, где это возможно, необходимо стремиться к уменьшению количества обрабатываемого наружного воздуха. Минимальное количество наружного воздуха должно быть не менее требуемого по санитарным нормам подачи на 1 человека, не менее необходимого для компенсации удаляемого воздуха местными отсосами и не менее количества, обеспечивающего поддержание в помещениях избыточного давления.

1.10.5.1. Воздухообмен по нормируемой кратности воздухообмена

Кратностью воздухообмена K называется отношение воздухообмена, создаваемого в помещении, к внутреннему объему помещения [14]. Эта величина показывает, сколько раз в течение часа весь объем помещения заполняется

вводимым в помещение приточным воздухом. Количество приточного воздуха определяется по формуле:

$$L = K_{P_{\min}} \cdot V_P, \text{ м}^3/\text{ч}, \quad (1.10)$$

где $K_{P_{\min}}$ – минимальная кратность воздухообмена, 1/ч, V_P – расчетный бъем помещения, м^3 .

Расчет воздухообмена в помещении по кратности делают в случаях, когда точное определение количества выделяющейся вредности затруднительно. По кратности обмена определяют воздухообмен в помещениях общественных и промышленных зданий. Определение воздухообмена по любому виду расчетных вредностей следует завершать нахождением значения кратности воздухообмена, как критерия, характеризующего величину вентиляционного обмена [7].

1.10.5.2. Воздухообмен по нормируемому удельному расходу приточного воздуха

Очень большое значение имеет величина воздухообмена, отнесенная к одному человеку, находящемуся в данном помещении [1]. Воздухообмен в помещении определяется по формуле:

$$L = K_{P_{\min}} \cdot V_P, \text{ м}^3/\text{ч}, \quad (1.11)$$

где $l_{\text{л}}$ – воздухообмен на одного человека, $\text{м}^3/\text{ч} \cdot \text{чел}$, $n_{\text{л}}$ – количество людей в помещении.

Воздухообмен на одного человека определяется по прил.19 [1]. Для общественных и административно-бытовых помещений: $l_{\text{л}} = 60 \text{ м}^3/\text{ч} \cdot \text{чел}$.

1.10.5.3. Воздухообмен из условия удавления из помещения углекислого газа

Основными вредностями в помещении являются избыточная теплота, избыточная влага или одновременно избыточная теплота и избыточная влага, газы, пыль. При одновременном выделении в помещении различных вредностей воздухообмен определяют из условия ассимиляции каждой вредности. Расчетной же вредностью является та, расчет по которой дает наибольшую величину воздухообмена [21]. CO_2 является одним из основных видов вредностей, выделяющихся в жилых и общественных зданиях. Воздухообмен из условия удаления из помещения углекислоты CO_2 определяется по формуле:

$$L = \frac{M_{\text{CO}_2}}{Y_{\text{ПДК}} - Y_{\text{П}}}, \text{ м}^3/\text{ч}, \quad (1.12)$$

где M_{CO_2} – количество выделяющегося CO_2 , л/ч, $Y_{\text{ПДК}}$ – предельно-допустимая концентрация CO_2 в воздухе, $\text{г}/\text{м}^3$, $Y_{\text{П}}$ – содержание газа в приточном воздухе, $\text{г}/\text{м}^3$. Количество CO_2 , содержащееся в выдыхаемом человеком воздухе, зависит от интенсивности труда и определяется по формуле:

$$M_{\text{CO}_2} = n_{\text{л}} \cdot m_{\text{CO}_2}, \text{ г}/\text{ч},$$

где $n_{\text{л}}$ – количество людей, находящихся в помещении, чел, m_{CO_2} – удельное выделение CO_2 одним человеком.

1.10.5.4. Воздухообмен из условия удаления из помещения избыточной теплоты и влаги

При расчете воздухообмена в системе вентиляции в качестве расчетных параметров наружного воздуха для летнего и зимнего периодов принимают параметры А. Наибольший воздухообмен, как правило, получается при летнем режиме. Объясняется это тем, что в теплый период года тепло- и влагосодержание наружного (приточного) воздуха являются наибольшими, вследствие чего ассимилирующая способность по теплоте и влаге становится

минимальной. Поэтому производительность приточных и вытяжных вентиляционных установок следует рассчитывать для летнего режима.

В зимнее время можно уменьшить количество вентиляционного воздуха путем регулирования расхода воздуха. При расчете зимнего режима, как правило, количество вентиляционного воздуха принимают равным полученному для летнего режима. В зимнее время, при отсутствии в помещениях выделений вредных газов и пыли, можно применять частичную рециркуляцию внутреннего воздуха, что влечет за собой снижение расхода теплоты на подогрев приточного воздуха и, следовательно, экономию энергии [21].

В помещениях с тепло- и влаговыведениями воздухообмен определяется по Id-диаграмме. Расчет воздухообменов в помещениях сводится к построению процессов изменения параметров воздуха в помещении.

При выделении в помещении избыточной теплоты воздухообмен определяется по формуле:

$$L = \frac{Q_{изб}}{k \cdot \rho_a \cdot c_a \cdot (t_y - t_{np})}, \text{ м}^3/\text{ч} \quad (1.13)$$

где $Q_{изб}$ – избыточная явная теплота, отводимая из помещения вентиляцией; c_a – удельная теплоемкость воздуха, равная 1,005 кДЖ/кг*°С; ρ_a – плотность воздуха, кг/м³; t_y – температура воздуха, уходящего в приемные отверстия вытяжной вентиляции; t_{np} – температура приточного воздуха, поступающего в помещение; k – коэффициент, учитывающий долю теплоты, поступающей в рабочую зону и определяется по формуле:

$$k = \frac{t_y - t_{np}}{t_{p.з.} - t_{np}}, \quad (1.14)$$

где $t_{p.з.}$ – температура в рабочей зоне помещения.

Воздухообмен из условия удаления влагоизбытков определяется по формуле:

$$L = \frac{G_{вл}}{\rho_a \cdot (d_y - d_{np})}, \text{ м}^3/\text{ч}, \quad (1.15)$$

Где $G_{вл}$ – количество влаги, испаряющейся в помещении, подлежащее удалению, кг/ч; d_y – влагосодержание воздуха, удаляемого из помещения, г/кг.св.; d_{np} – влагосодержание приточного воздуха, г/кг.св.

Воздухообмен из условия одновременного удаления избыточной теплоты и влаги определяется по формуле:

$$L = \frac{Q_{изб}}{\rho_a \cdot (I_y - I_{np})}, \quad (1.16)$$

где I_y , I_{np} – полное теплосодержание воздуха, соответственно удаляемого из помещения и приточного воздуха.

1.10.5.5. Расчетный воздухообмен

После выполнения всех расчетов выбирается максимальный воздухообмен, по которому в дальнейшем ведется расчет. Расход приточного воздуха (наружного или смеси наружного и рециркуляционного) следует определять расчетом в соответствии с [1] и принимать большую из величин, необходимую для обеспечения санитарных норм или норм взрывопожаробезопасности.

Вентиляционные системы здания и их производительность выбирают в результате расчета воздухообмена.

1.10.5.6. Аэродинамический расчет воздушных сетей

Распределение воздуха в системах вентиляции осуществляется по более или менее сложной системе воздуховодов. Речь может идти и о простейшем одиночном воздуховоде, и о сложной разветвленной системе воздуховодов, обслуживающих целый этаж или все здание [12]. В обоих случаях речь идет о воздухораспределительной сети, которая должна отвечать определенным требованиям:

- Обеспечивать производительность по воздуху;
- Иметь минимальные потери напора;
- Иметь скорость потока воздуха удовлетворяющую требованиям санитарных норм;
- Иметь уровень шумов, не превышающий допустимый по санитарным нормам;
- Быть герметичной;
- При необходимости воздуховоды должны иметь соответствующую тепло-, звуко- и пароизоляцию;
- Пространство, занимаемое воздуховодами, должно быть минимальным.

Общее давление, создаваемое вентилятором, представляет собой сумму статического и динамического давления и должно соответствовать общим потерям напора на пути движения воздуха. Такие потери напора возникают: за счет трения воздуха о стенки воздуховода, из-за изгибов и повторов, изменения сечений воздуховода и т.д. Все эти потери должны быть уравновешены общим давлением, создаваемым вентилятором. Указанные потери напора влияют на потребление электроэнергии вентилятором, поэтому целесообразно вести проектирование воздуховодов и осуществлять их монтаж по возможности с меньшим количеством изгибов, поворотов и изменений сечения.

Расчет сети воздуховодов в общем виде сводится к определению потерь давления в воздуховодах при данном расходе воздуха [24].

В воздуховодах становятся существенными потери напора за счет трения воздуха о стенку воздуховода, приводящие к превращению части механической энергии в теплоту. Эта часть потерь напора называется потерями напора по длине воздуховода. К потерям напора приводят также повороты, резкие сужения, расширения и другие изменения геометрии воздуховода, способствующие вихреобразованию, приводящему тоже к превращению части механической энергии воздуха в теплоту. Эти препятствия потоку называются местными сопротивлениями. Общие потери давления, Па, в сети воздуховодов для стандартного воздуха ($t = 20^\circ\text{C}$, $\rho = 1,2 \text{ кг/м}^3$) определяются по формуле:

$$p = \sum (Rl + z), \quad (1.17)$$

где R – потери давления на трение на расчетном участке сети, Па, на 1 м; l – длина участка воздуховода, м; z – потери давления на местные сопротивления на расчетном участке сети, Па.

Потери давления на трение R , Па, на 1 м в круглых воздуховодах определяют по формуле Вейсбаха-Дарси:

$$R = \frac{\lambda \rho v^2}{d \cdot 2}, \quad (1.18)$$

где λ – коэффициент сопротивления трения; d – диаметр воздуховода, м; v – скорость движения воздуха в воздуховоде, м/с; ρ – плотность воздуха, перемещаемого по воздуховоду, кг/м^3 ; $\rho v^2/2$ – скоростное (динамическое) давление, Па.

Для гидравлически шероховатых воздуховодов при турбулентном режиме течения коэффициент сопротивления рассчитывается по формуле Альтшуля:

$$\lambda = 0,11(K_s / d + 68 / \text{Re})^{0,25}, \quad (1.19)$$

где K_s – абсолютная эквивалентная шероховатость поверхности воздуховода, мм; d – диаметр воздуховода, мм; Re – число Рейнольдса.

Скорости движения воздуха в воздуховодах в общественных и вспомогательных зданиях в магистралях следует принимать до 8 м/с, в ответвлениях до 5 м/с.

Для воздуховодов прямоугольного сечения за расчетную величину d принимается эквивалентный диаметр $d_{эв}$, при котором потери давления в круглом воздуховоде при той же скорости воздуха равны потерям в прямоугольном воздуховоде. Значения эквивалентных диаметров, м, определяют по формуле: $d_{эв} = 2AB(A + B)$, где A и B – размеры сторон прямоугольного воздуховода. Следует иметь в виду, что в прямоугольном воздуховоде и соответствующем ему круглом воздуховоде с условным диаметром $d_{эв}$ при равенстве скоростей движения воздуха расходы воздуха не совпадают.

Потери давления z , Па, на местные сопротивления определяются по формуле Вейсбаха:

$$z = \sum \zeta \frac{\rho v^2}{2}, \quad (1.20)$$

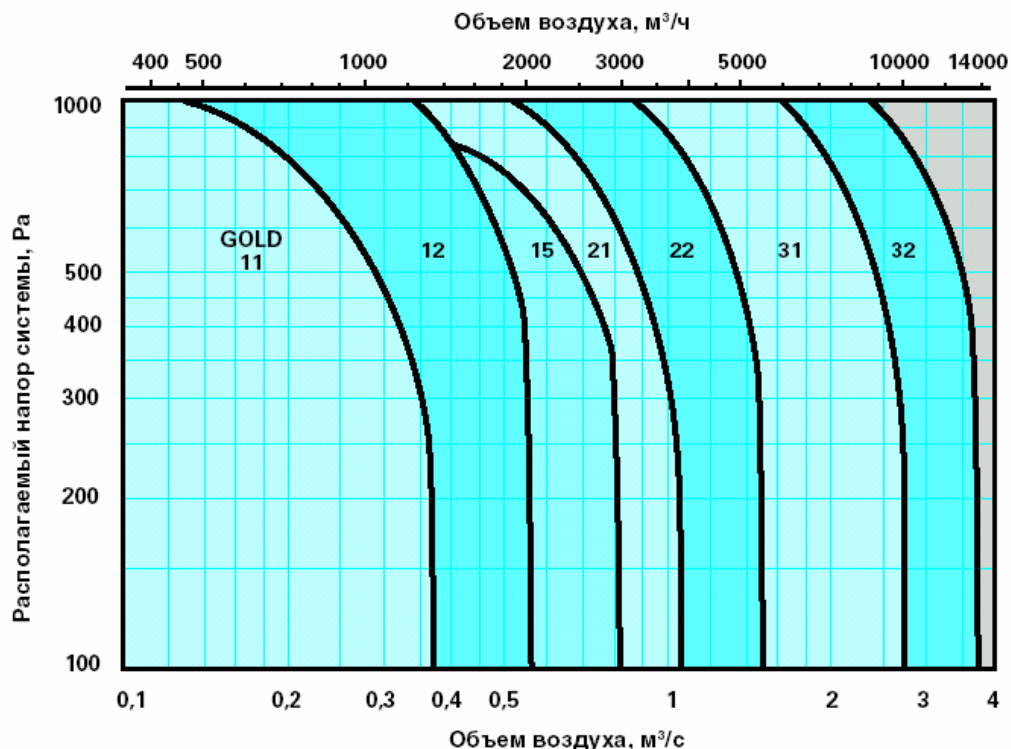
где $\sum \zeta$ – сумма коэффициентов местных сопротивлений на расчетном участке воздуховода [24].

1.11. Подбор приточно-вытяжной установки с рекуперацией тепла на примере агрегата GOLD

Зная полные потери давления в сети и расчетный воздухообмен, подбирают типоразмер приточно-вытяжной установки по графику зависимости располагаемого напора системы от объема воздуха [28].

Приточно-вытяжные установки GOLD производятся семи типоразмеров, т.е. работают в семи зонах расходов воздуха.

Рисунок 1.2 График зависимости напора от объема воздуха



Ниже представлены диаграммы вентилятора отработанного воздуха (вентилятор ОВ) и вентилятора приточного воздуха (вентилятор ПВ) для типоразмера GOLD 31. Эти диаграммы показывают располагаемое повышение давления вентиляторов для покрытия напора воздухопроводов, а также наружных функциональных частей, и общий уровень шума $L_{w,tot}$, в воздуховоде выброса воздуха, dB, в октавной полосе 125-8000 Hz.

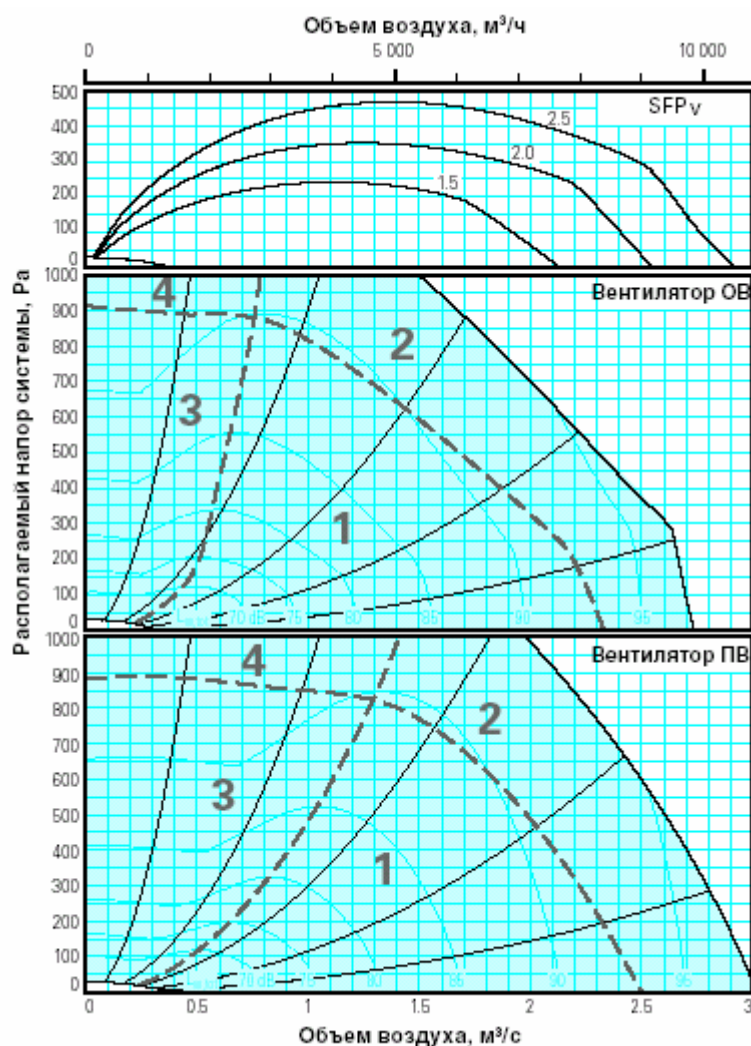
Диаграмма SFPv показывает энергоэффективность агрегата, где значение SFPv (удельная мощность) относится к совместному потреблению мощности вентиляторами в конкретной вентиляционной системе стеме на данный расход воздуха. Удельная мощность вентилятора измеряется в $kW/m^3/c$, т.е. киловатт за кубометр воздуха в секунду. Значение SFPv определяется в режиме полной нагрузки и с чистыми фильтрами.

Диаграммы SFPv и Вентилятор ОВ предполагают, что вентиляторы приточного воздуха и отработанного воздуха работают в условиях равных объемов воздуха и с одинаковым напором. Объем утечки и чистого притока, а также дополнительный объем для получения корректного направления утечки - учтены.

Жирные пунктирные линии разделяют зоны (1,2,3,4) применения корректирующего фактора $K_{ок}$. Зоны 1 и 2 наиболее бесшумные. Общий уровень шума на выбросе вентилятора $L_{w,tot,(общ)}$ считается в диаграмме. Для разделения его в октавном регистре используется формула:

$$L_{w,ok} = L_{w,tot} + K_{ок}$$

Рисунок 1.3 Диаграмма вентилятора отработанного и приточного воздуха



Таким образом, при подборе приточно-вытяжной установки производится аэродинамический расчет и расчет требуемого расхода воздуха. При этом не рассчитывается экономия тепла и не оценивается экономическая эффективность применения установки.

1.12. Оценка эффективности инвестиций

1.12.1. Инвестиции. Капитальные вложения. Основные понятия.

Инвестирование – это акт вложения денежных средств (именуемых инвестициями) с целью получения дохода в будущем. В знаменитом английском Оксфордском толковом словаре даны два значения инвестиций: «1. Приобретение средств производства, таких, как машины и оборудование, для предприятия, с тем чтобы производить товары для будущего потребления. Обычно такое приобретение называется капитальными вложениями; 2. Приобретение активов, например ценных бумаг, произведений искусства, депозитов в банках или строительных обществах и т.п., прежде всего в целях получения финансовой отдачи в виде прибыли или увеличения капитала [37]. Такой вид финансовых инвестиций представляет собою средство сбережения».

Инвестиции также можно классифицировать:

- По государственной принадлежности инвестора (государственные инвестиции, иностранные инвестиции)
- По организационно-правовой форме инвестора

- По размещению объекта инвестирования
- По характеру объекта инвестирования (инвестиции в здания, инвестиции в оборудование, инвестиции в нематериальные активы и т.п.)
- По степени влияния инвестирования на управление предприятием.

Инвестиционная деятельность включает в себя совокупность практических действий по реализации инвестиций. Инвестиционный цикл - это полностью осуществлённые инвестиции с конкретным конечным результатом. В мировой практике различают 6 этапов инвестиционного цикла:

1. Поиск объектов вложений.
2. Оценка рентабельности и риска проекта.
3. Разработка схемы финансирования.
4. Заключение взаимоувязанных соглашений.
5. Выполнение производственной, коммерческой и финансовой программы инвестиционного процесса.
6. Оценка финансового результата проекта.

В условиях рынка главным критерием, определяющим притягательность инвестиций, является их ожидаемая прибыльность, что и определяет направление основных потоков инвестиций.

Состав участников инвестиционной деятельности регламентирован Законом РСФСР "Об инвестиционной деятельности" (от 1.08.91 г.). Объектами (в которые вкладываются средства) инвестиционной деятельности могут быть:

- а) вновь создаваемые или модернизируемые основные фонды;
- б) оборотные средства;
- в) ценные бумаги;
- г) целевые денежные вклады;
- д) научно-техническая продукция;
- е) интеллектуальные ценности;
- ж) другие объекты собственности и имущественные права.

Таким образом, строители могут профессионально участвовать в первом (основном) виде инвестиционного процесса, реализуемом в ходе строительства.

Субъекты - те, кто осуществляют инвестиционную деятельность. Их можно разделить на 2 группы:

- инвесторы;
- участники.

Инвесторы - главные субъекты инвестиционной деятельности. Они вкладывают в дело собственные, заёмные или привлечённые средства в форме инвестиций и обеспечивают их целевое использование.

Инвесторами могут быть:

- органы по управлению государственным имуществом;
- другие государственные органы (например, министерства);
- юридические лица;
- физические лица;
- иностранные государства, иностранные физические и юридические лица;
- международные организации.

Участники инвестиционной деятельности могут выступать в ролях:

- заказчиков (по поручению инвесторов);
- исполнителей работ (например, строительные организации);
- поставщиков;
- банковских, страховых и посреднических организаций, инвестиционных бирж и т.д.;

- пользователей объектов инвестиционной деятельности;
- других качествах.

Вышеназванным законом определены права, обязанности и отношения субъектов инвестиционной деятельности.

Отношения между конкретными субъектами регулируются договором (контрактом), заключённым между ними.

Понятие “капиталовложения” уже понятия “инвестиции”, т.к. оно:

- а) не включает средства, направленные, например, на приобретение оборотных средств;
- б) имеет в виду только денежные средства.

1.12.2. Оценка эффективности инвестиционного проекта

При оценке эффективности исходят из той информации о проекте, которая содержится в проектных материалах, принимая ее, обычно как полную, точную и достоверную. Говорить об эффективности проекта можно, лишь, когда содержащаяся в проектных материалах информация подтверждает реализуемость проекта [35].

Эффективность проекта, в том числе инвестиционного, - это категория, выражающая соответствие результатов и затрат проекта целям и интересам его участников. Включая в необходимых случаях государство и население. В ходе оценки эффективность проекта оценивается определенными количественными характеристиками – показателями эффективности, отражающими указанное соответствие в том или ином аспекте, «выгодность» реализации проекта для каждого из его участников, а также некоторыми качественными характеристиками. Чтобы рассчитать показатели эффективности, надо не только знать, какие действия выполняет участник, но и то, каких затрат это требует и к каким результатам приводит.

Для оценки эффективности инвестиционного проекта обычно используют четыре показателя: чистый дисконтированный доход (ЧДД), внутренняя норма доходности (ВНД), срок окупаемости ($T_{ок}$) и иногда уровень бухгалтерской рентабельности (УБР). Первые два показателя основаны на концепции дисконтирования, два последние (более старые) эту концепцию не используют.

Дисконтирование – приведение затрат, результатов и других экономических показателей разных периодов к сопоставимому по значению виду с использованием коэффициента дисконтирования.

В известной мере представление о годовой доходности инвестиций дает показатель ВНД, который численно равен наибольшей величине коэффициента дисконта r , обеспечивающего неотрицательное значение чистого дисконтированного дохода. r определяется по формуле:

$$\sum_{t=1}^T \frac{K_t}{(1+r)^t} = \sum_{t=1}^T \frac{I_t}{(1+r)^t} + \frac{R}{(1+r)^T}, \quad (1.21)$$

где t - номер временного интервала; T – период владения или эксплуатацией объекта; K_t – капиталовложения или инвестиции в интервале; I_t – доход в интервале t ; R – стоимость реверсии (продажи в конце срока эксплуатации).

Временной интервал может быть принят равным году, полугоду, кварталу или месяцу, соответственно речь будет идти о соответствующих капитальных сложениях и доходах.

Если вместо r в формулу подставить произвольное значение коэффициента дисконта i , то равенство левой части (дисконтированные капиталовложения) и правой (дисконтированные доходы) нарушится и разность между левой и правой

частями определит чистый дисконтированный доход инвестиционного проекта (ЧЧД).

Если заложенный в расчеты экономической эффективности коэффициент дисконта i меньше r , то проект эффективен и неэффективен в противном случае. Чем больше разность $i-r$, тем эффективнее проект.

Зависимость, определяющая r , характерна для проектов типа «долговременные инвестиции (строительство) и долговременная эксплуатация» или «мгновенные инвестиции (покупка) и долговременная эксплуатация», при этом начало эксплуатации объекта, как правило, начинается после окончания его строительства или покупки.

Существуют проекты другого типа, когда доходы от реализации строительной продукции начинают поступать сразу с началом строительства и поступление их прекращается несколько позже, а иногда и раньше окончания строительства (строительств и продажа жилья, офисов, магазинов, кафе и т.д.). Строительство таких объектов ведется инвестором – застройщиком, который сам же реализует строительную продукцию. Экономическая жизнь проекта заканчивается реализацией последней квартиры или окончанием строительства. Реверсия для таких проектов равна нулю. В этом случае r получается или очень большим, или не существует вообще. Из ранее изложенного можно было бы сделать вывод, что такие проекты сверхэффективны, однако это не так – доходность их может быть весьма скромной. Во всех случаях по r и i ничего нельзя сказать о фактической доходности инвестиций.

Мерой эффективности капитальных вложений является величина обратная сроку окупаемости (коэффициент эффективности):

$$\frac{1}{T_{ok}} = \frac{I}{\sum_{t=1}^T K_t}, \quad (1.22)$$

где I - годовой доход от эксплуатации объекта, принятый постоянным; $\sum_{t=1}^T K_t$ - общая сумма капиталовложений в создание объекта.

Доходность инвестиций по этому коэффициенту определить тоже нельзя, т.к. он будет постоянным в любой момент времени. Здесь не учитывается срок владения объектом, а, например, при сроке владения меньшем, чем срок окупаемости, доходность инвестиций будет отрицательной.

Не отражает доходности инвестиций и показатель уровня бухгалтерской рентабельности:

$$УБР = \frac{2 \cdot I}{K - R}, \quad (1.23)$$

где K – стоимость основных фондов на момент приобретения; R – стоимость их на момент списания.

Это некоторая средняя эффективность основных фондов, приносящих постоянный годовой доход, за весь период их экономической жизни.

Ни одни из этих показателей прямо не определяет годовую доходность инвестиций при применении установки с роторным рекуператором тепла. Требуется дополнительный анализ работы систем с рекуперацией тепла и необходима разработка методики оценки эффективности установок [37].

1.13. Выводы по главе. Постановка задачи исследования.

Повышение коэффициента полезного действия приводит к энергосбережению, что в свою очередь имеет большое значение для экономики страны.

Проведенный анализ показал, что для исследования роторной рекуперации тепла нет теоретической базы и отсутствуют рекомендации по определению к.п.д.

В имеющихся публикациях по данной тематике используется, как правило, упрощенный подход к анализу зависимостей к.п.д. от конструкции роторного рекуператора и параметров системы вентиляции.

Технические и экономические разработки, направленные на повышение эффективности систем вентиляции невозможны без изучения физической сути процесса рекуперации. Создание математической модели процесса роторной рекуперации тепла позволит создать методику расчета эффективности и выявить факторы, от которых зависит эффективность.

Таким образом, научная проблема заключается в отсутствии модели, адекватной рассматриваемым инженерно-экономическим задачам.

Из изложенного вытекают следующие задачи настоящей работы:

1. Разработка модели роторного рекуператора тепла для расчета и обоснования технико-экономических решений по увеличению коэффициента полезного действия в системе вентиляции с роторной рекуперацией тепла.
2. Установление зависимостей коэффициента полезного действия роторного рекуператора тепла от параметров системы.
3. Выработка практических рекомендаций по эффективной эксплуатации приточно-вытяжных установок с роторной рекуперацией тепла на основе предложенной модели.
4. Разработка методики оценки экономической эффективности систем с роторной рекуперацией тепла.
5. Исследование экономической эффективности систем с роторной рекуперацией тепла в зависимости от значений к.п.д., тарифов на электроэнергию.

2. Расхода тепла в системах с рекуперацией

Технические и экономические разработки, направленные на повышение эффективности систем вентиляции невозможны без изучения физической сути процесса рекуперации. Создание математической модели процесса роторной рекуперации тепла позволит создать методику расчета эффективности и выявить факторы, от которых зависит эффективность роторной рекуперации тепла.

Как было рассмотрено в предыдущей главе, рекуперация основана на сложных процессах теплообмена, которые происходят при прохождении воздуха через вращающийся ротор. В системах вентиляции для утилизации теплоты из удаляемого нагретого воздуха могут использоваться регенеративные, в том числе вращающиеся, воздухонагреватели. В регенеративных воздухонагревателях одна и та же теплообменная поверхность систематически или воспринимает теплоту, нагреваясь от одного теплоносителя, или отдает воспринятую теплоту другому теплоносителю, охлаждаясь при этом, а затем процессы повторяются [38].

Нагревание воздуха осуществляется путем сообщения ему явной теплоты.

2.1. Необходимая теплота нагрева воздуха

Необходимость нагревания воздуха, обрабатываемого в системе вентиляции, можно определить по формуле без использования I-d-диаграммы. Нагревание неизбежно, если:

$$t_{в.х.} - \frac{Q_{ном}^{min}}{L_n c_v \rho_v} > t_{нрх}, \quad (2.1)$$

где $t_{в.х.}$ – расчетная температура воздуха внутри помещения в холодный период года; $Q_{ном}^{min}$ – минимальные теплоизбытки в помещении; L_n – количество наружного воздуха; c_v – теплоемкость воздуха внутри помещения; ρ_v – плотность воздуха; $t_{нрх}$ – расчетная температура наружного воздуха в холодный период года.

Количество нагреваемого воздуха выявляется при определении воздухообмена, необходимого для борьбы с расчетной вредностью, выделяемой в вентилируемом помещении. Расход теплоты обычно определяют по формуле:

$$Q = G \cdot c(t_2 - t_1), \quad (2.2)$$

где G – количество нагреваемого воздуха; c – массовая теплоемкость воздуха; t_2 – температура воздуха после нагревания (температура приточного воздуха); t_1 – температура воздуха до нагревания (температура наружного воздуха).

2.2. Коэффициент полезного действия роторного регенератора тепла

Эффективность работы любой машины определяется коэффициентом полезного действия (далее к.п.д.), который, в свою очередь, зависит от к.п.д., входящих в нее компонентов. Так, помимо температурного к.п.д. приточно-вытяжной установки, рассматриваемого подробно ниже, необходимо отметить потери энергии в двигателе ротора и потери давления непосредственно в роторе.

Под температурным к.п.д. приточно-вытяжной установки понимаем количество тепла, которое возвращается в помещение по отношению к теплу, содержащемуся в воздухе, удаляемом из помещения [33].

2.2.1. Определение к.п.д. роторного регенератора тепла

2.2.1.1. Температурный к.п.д.

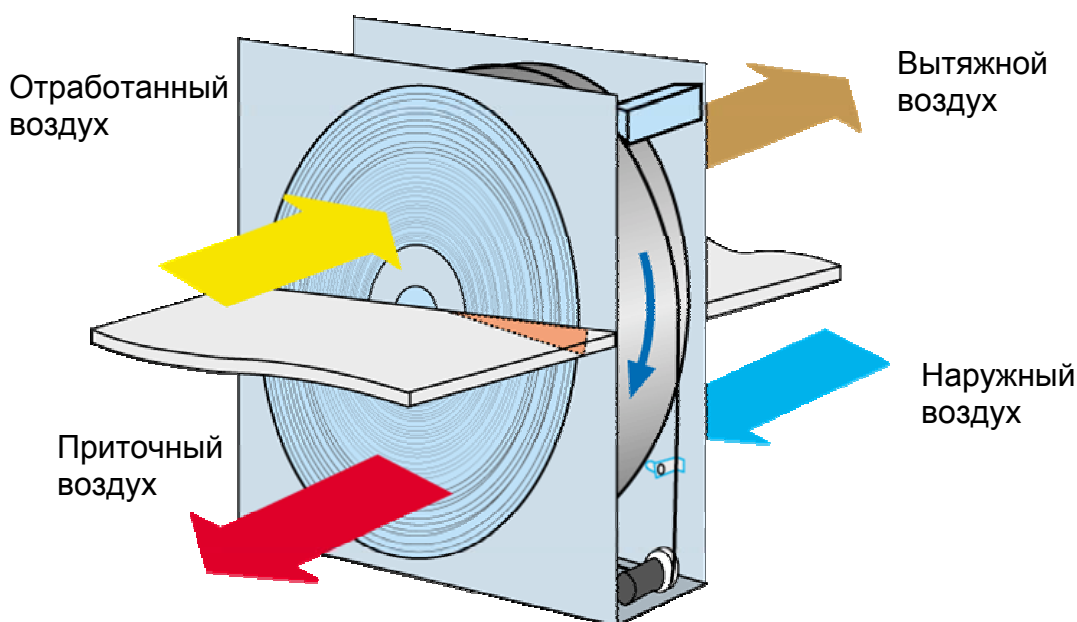
В регенеративных воздухонагревателях одна и та же теплообменная поверхность систематически или воспринимает теплоту, нагреваясь от одного теплоносителя, или отдает воспринятую теплоту другому теплоносителю, охлаждаясь при этом, а затем процессы повторяются. Таким образом, поверхность теплообмена регенеративных теплообменников является тепловоспринимающей и теплоотдающей. Время, за которое происходит нагревание насадки и охлаждение первичного теплоносителя τ_1 , называется периодом нагрева, а время, за которое происходит охлаждение насадки и нагревание вторичного теплоносителя τ_2 , называется периодом охлаждения. Время, за которое происходят нагрев и охлаждение насадки, называют полным циклом или периодом. Время полного цикла определяется по формуле:

$$\tau_{\text{пер}} = \tau_1 + \tau_2.$$

Регенераторы работают в условиях нестационарного теплового процесса, т.е. происходит изменение во времени как температуры стенки в период нагревания и охлаждения, так и температуры теплоносителей. Особенности расчета заключаются в том, что все расчеты приходится вести по средним характеристикам за период (цикл). Тепловой поток относится не к единице времени, а берется за период.

В системах вентиляции для утилизации теплоты из удаляемого нагретого воздуха могут использоваться регенеративные, в том числе вращающиеся, воздухонагреватели. На рисунке изображен регенератор тепла роторного типа, который устанавливается в приточно-вытяжных установках. Приточный воздух течет через одну половину теплообменника, а вытяжной воздух течет в противоположном направлении через другую половину ротора. Отработанный воздух – это теплый воздух, удаляемый из помещения, который отдает свою теплоту ротору. Наружный воздух – это воздух, поступающий с улицы, который, проходя через ротор, нагревается.

Рисунок 2.1 Роторный рекуператор тепла



Количество теплоты, содержащееся в отработанном воздухе, по сравнению с наружным воздухом определяется по формуле:

$$Q = c \cdot m \cdot (t_{от} - t_{нар}), \quad (2.3)$$

где c – теплоемкость воздуха; m – количество отработанного воздуха; $t_{от}$ – температура отработанного воздуха; $t_{нар}$ – температура наружного воздуха. Количество отработанного воздуха определяется как $m = L_1 \cdot \tau_1$.

Количество теплоты Q_1 , передаваемое отработанным воздухом роторному регенератору, можно определить по формуле:

$$Q_1 = c \cdot L_1 \cdot (t_{от} - t_{выт}) \cdot \tau_1,$$

где c – теплоемкость воздуха; L_1 – расход вытяжного воздуха; $t_{от}$ – температура отработанного воздуха; $t_{выт}$ – температура вытяжного воздуха; τ_1 – период, за который происходит нагревание ротора и охлаждение первичного теплоносителя.

Количество теплоты, которое поступает в помещение после процесса теплообмена, можно определить по формуле:

$$Q_2 = c \cdot L_2 \cdot (t_{пр} - t_{нар}) \cdot \tau_2,$$

где c – теплоемкость воздуха; L_2 – расход приточного воздуха; $t_{пр}$ – температура приточного воздуха; $t_{нар}$ – температура наружного воздуха; τ_2 – время, за которое происходит охлаждение насадки и нагревание вторичного теплоносителя.

Для нагрева приточного воздуха утилизатор тепла использует тепло отработанного воздуха. Развитая поверхность теплообмена внутри ротора позволяет передать приточному воздуху максимальное количество тепла воздуха помещения, и, значит, использовать догревающий калорифер значительно меньшей мощности либо вовсе избежать его.

Следовательно, можем дать определение температурного к.п.д. как отношение количества теплоты, содержащейся в приточном воздухе к теплоте, содержащейся в отработанном воздухе, удаляемом из помещения:

$$\eta = \frac{Q_2}{Q} \quad (2.4)$$

Принимаем, что количество приточного и вытяжного воздуха равно, т.е. $L_1=L_2$. В случае вращающегося регенератора тепла предполагаем, что $\tau_1=\tau_2$. Тогда: $t_{пр} - t_{нар} = \eta \cdot (t_{от} - t_{нар})$, следовательно:

$$\eta = \frac{t_{пр} - t_{нар}}{t_{от} - t_{нар}} \quad (2.5)$$

Температура воздуха, удаляемого из помещения $t_{от}$, и температура наружного воздуха $t_{нар}$ известны, значит, зная к.п.д. η роторного рекуператора тепла, можно найти температуру приточного воздуха $t_{пр}$:

$$t_{пр} = t_{нар} + \eta \cdot (t_{от} - t_{нар}).$$

К.п.д. зависит от температур отработанного и наружного воздуха. Путем снижения скорости вращения ротора можно уменьшить к.п.д. Эту возможность используют для регулирования температуры приточного воздуха после теплообменника [34], [17].

2.2.1.2. К.п.д. по передаче влаги

Для гигроскопичного ротора можно определить к.п.д. передачи влаги приточного воздуха $\eta_{вл}$:

$$\eta_{вл} = \frac{d_{пр} - d_{нар}}{d_{от} - d_{нар}}, \quad (2.6)$$

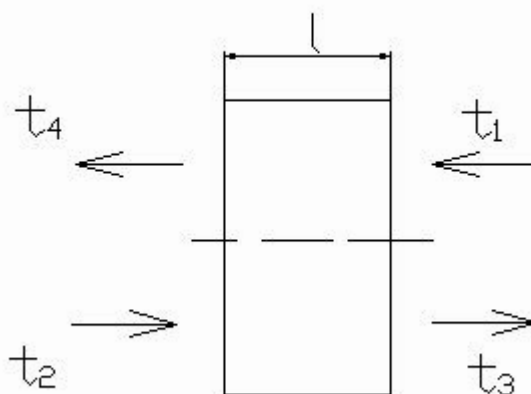
где $d_{пр}$ – влагосодержание приточного воздуха; $d_{от}$ – влагосодержание отработанного воздуха; $d_{нар}$ – влагосодержание наружного воздуха. Общей чертой всех гигроскопических алюминиевых роторов является то, что при пониженном числе оборотов к.п.д. передачи влаги снижается больше, чем температурный к.п.д. [31].

2.2.2. Модель тонкого ротора

На первый взгляд может показаться, что при балансе притока и вытяжки (при равенстве расходов приточного и вытяжного воздуха) температура исходящего из ротора воздуха может в лучшем случае быть равна полусумме температур входящих в ротор воздушных потоков. Другими словами к.п.д., определенное формулой (1.28), не может быть больше 50 %. Однако таким свойством обладает только короткий ротор.

Рассмотрим модель короткого ротора (рис. 2.2). Длина ротора и изменение температуры ротора по длине (в направлении потока) считается пренебрежимо малым. В модели принято, что ротор – это тело, у которого температура изменяется по углу поворота ротора. Через верхнюю часть ротора протекает воздух большей температуры t_1 , через нижнюю часть – меньшей t_2 ($t_1 > t_2$). Теплый воздух температурой t_1 передаст часть своей тепловой энергии ротору, в результате чего ротор нагреется. Воздух в нижней части ротора охладится до температуры t_4 , получая тепловую энергию от ротора. Средняя температура ротора после многократных процессов теплообмена установится равной половине суммы температур входящих потоков $(t_1 + t_2)/2$.

Рисунок 2.2. Модель короткого ротора



Рассмотрим теоретическую зависимость к.п.д. от угловой скорости вращения ротора.

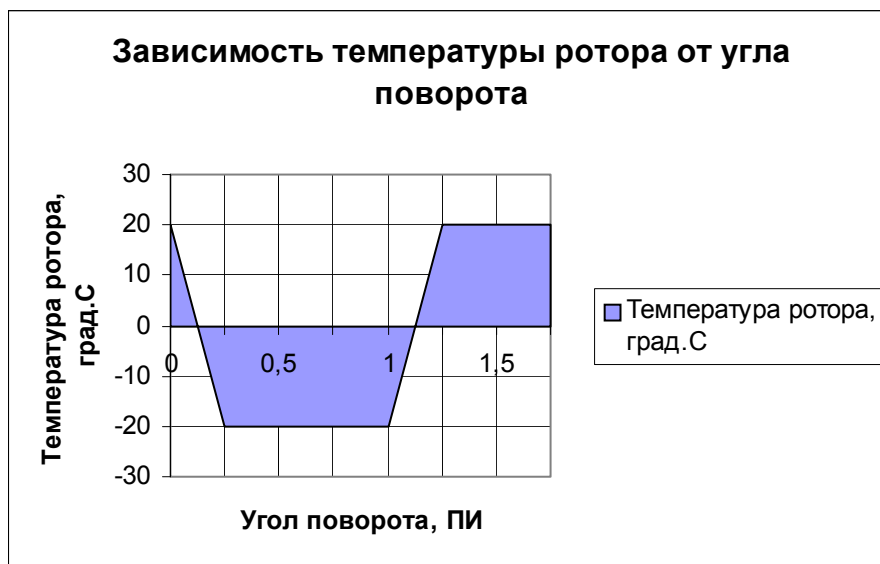
Очевидно, что при нулевой скорости теплообмена нет и к.п.д. равен нулю.

Рассмотрим малый сектор $d\varphi$ ротора и проследим его температуру в различных фазах поворота ротора. Для наглядности построим графики зависимостей температуры малого сектора ротора от угла поворота (рис. 2.3). Пусть при фазе 0 радиан сектор попадает в поток холодного приточного воздуха.

При малой угловой скорости вращения ротора сектор начинает охлаждаться и при некоем угле поворота его температура достигает минимального значения. Эта температура далее сохраняется вплоть до значения фазы π радиан. Начиная с фазы π радиан сектор, попадая в верхнюю часть рекуператора, начинает

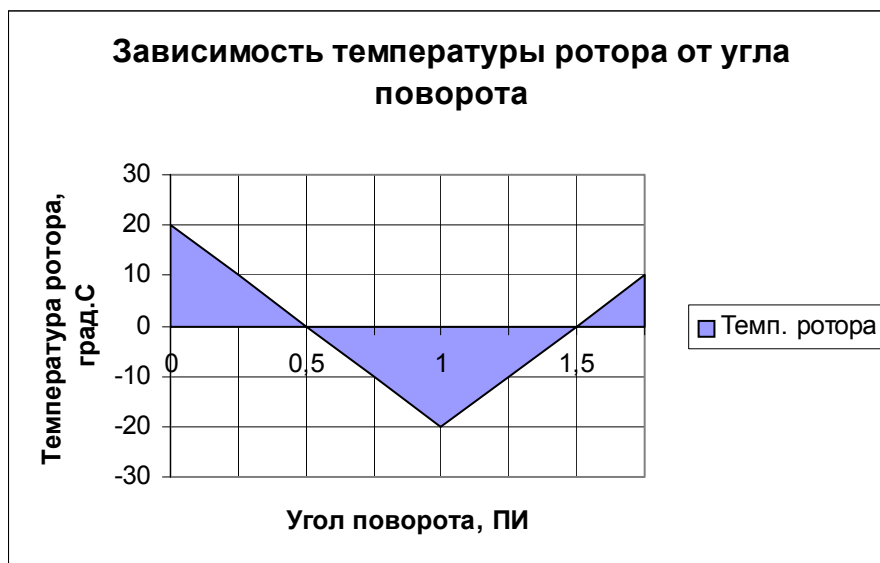
нагреваться до максимальной температуры. При некоем угле поворота его температура достигает максимального значения. Эта температура далее сохраняется вплоть до значения фазы 2π радиан. Далее процесс повторяется. Температура воздуха в отходящих от ротора воздуховодах будет определяться смешением струек воздуха, проходящих через разные сектора ротора и воспринимающих температуру этих секторов. В случае малой угловой скорости вращения ротора температура отходящего воздуха изменяется мало, теплообмен в большей части ротора не идет и к.п.д. близко к нулю.

Рисунок 2.3



При большей, чем на предыдущем рисунке, угловой скорости вращения ротора отсутствуют сектора, в которых температура сектора достигла температуры набегающего воздуха (рис. 2.4).

Рисунок 2.4



Теплообмен идет интенсивнее и значение к.п.д. будет выше, чем в предыдущем случае.

При еще большей скорости вращения ротора температура его секторов успевает мало измениться, теплообмен идет еще более интенсивно (рис. 2.5).

Рисунок 2.2



Значение к.п.д. будет близко к 50%. Температура воздуха в отходящих от ротора воздухопроводах, определяемая смешением струек воздуха, проходящих через разные секторы ротора, близка к полусумме температур входящих воздушных потоков. В нашем условном примере, изображенном на рисунках эта полусумма температур равна нулю.

Очевидно, что, по влиянию на вид этих графиков, увеличение теплоемкости ротора аналогично увеличению его скорости вращения. Характер изменения температур секторов (от рисунка к рисунку) при увеличении теплоемкости будет аналогичен увеличению скорости вращения ротора.

В модели короткого ротора при балансе притока и вытяжки изменение температуры приточного и вытяжного воздуха Δt не превышает полуразности температур наружного и отработанного воздуха:

$$\Delta t \leq \frac{t_1 - t_2}{2} \quad (2.7)$$

В рамках этой модели к.п.д. не зависит от температуры отработанного и наружного воздуха.

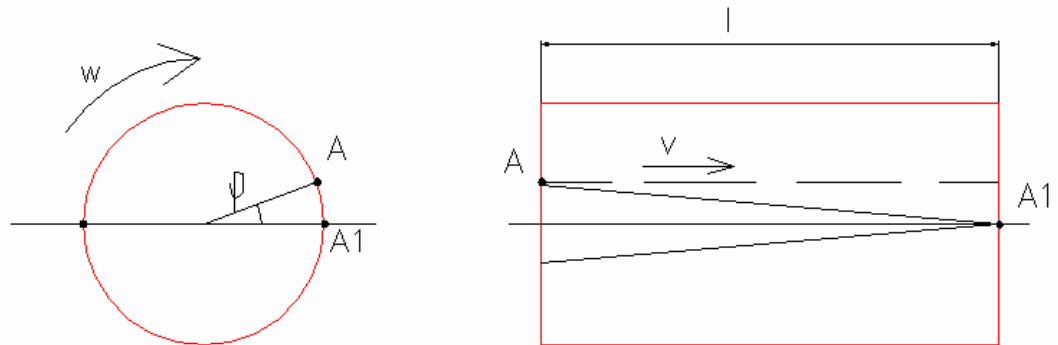
2.2.3. Обратный переток воздуха

При переходе от модели короткого ротора к более сложным и более точно описывающим объект моделям приходится учитывать процессы, происходящие по длине ротора. Прежде всего заметим, что процесс прохождения воздуха через ротор всегда будет сопровождаться перетоком воздуха, то есть часть воздуха будут возвращаться обратно в помещение.

При увеличении скорости вращения ротора, увеличивается объем воздуха, который не успевает пройти всю длину ротора и возвращается обратно в помещение. Использование рециркуляции возможно, но есть некоторые ограничения, связанные с недостаточной очисткой воздуха, удаляемого из помещения. Обычно допустимое значение перетока составляет всего несколько процентов от общего расхода воздуха. Определяется это значение требованиями микроклимата при проектировании системы вентиляции.

Рассмотрим модель движения объема воздуха при прохождении через ротор (рис. 2.7).

Рисунок 2.3 Определение перетока



Пусть $n(\%)$ —допустимый объем воздуха, возвращается обратно в помещение, отнесенного к объему... удаленного из помещения. Тогда:

$$n \cdot L_1 = L_2, \quad (2.8)$$

где L_1 - расход воздуха, протекающий через верхнюю половину ротора; L_2 - расход воздуха, не успевшего пройти до конца ротора и возвратившегося в помещение.

Рассмотрим сектор ротора, в котором воздух не успевает пройти по всей длине ротора. Так как ротор вращается, воздух из этого сектора перейдет в нижнюю область ротора и затем вернется в помещение. Определим расход через верхнюю часть ротора и расход воздуха через сектор ротора.

$$L_1 = v \cdot \frac{\pi \cdot R^2}{2}; \quad L_2 = \frac{1}{2} \cdot v \cdot \frac{\pi \cdot R^2}{2\pi} \cdot \varphi,$$

где v - скорость воздуха; R - радиус ротора.

Отсюда получаем, что $\varphi = 2 \cdot \pi \cdot n$.

Определим время t , за которое ротор повернется на угол φ , т.е. тот момент времени, когда воздух, ограниченный сектором, перейдет в нижнюю область ротора:

$$t = \frac{\varphi}{\omega},$$

где ω - угловая скорость вращения ротора.

Определим расстояние, которое успеет пройти воздух, находящийся в секторе, за время t :

$$l = v \cdot t.$$

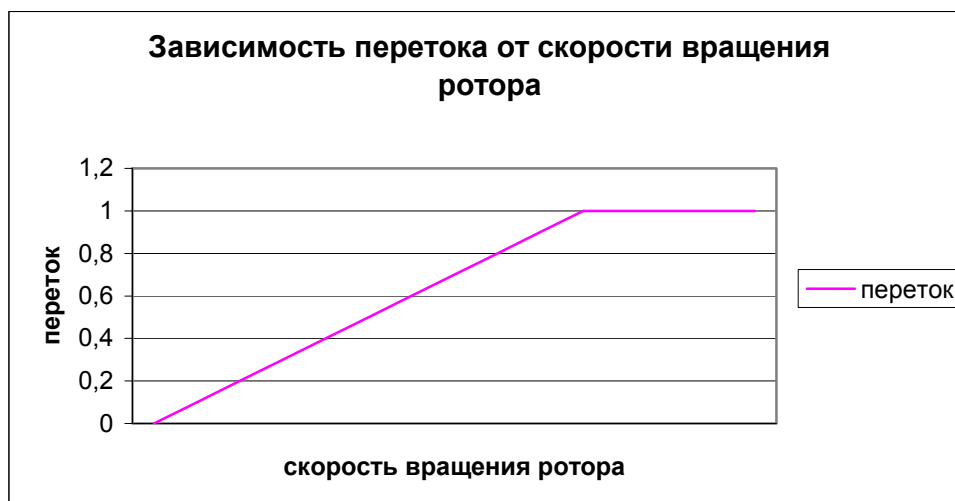
Из уравнений получаем:

$$\omega = \frac{2\pi \cdot n \cdot v}{l}, \quad (2.9)$$

И следовательно: $n = \frac{l \cdot \omega}{2 \cdot \pi \cdot v}$.

Построим график зависимости перетока от скорости вращения ротора (рис. 2.8)

Рисунок 2.4



При увеличении скорости вращения ротора, как было показано выше, происходит увеличение к.п.д., но также увеличивается переток, что может не удовлетворять требованиям чистоты воздуха. При понижении скорости вращения ротора происходит снижение к.п.д. Поэтому при постоянном расходе воздуха надо найти такое наибольшее значение $\omega_{кр}$, при котором будет допустимый переток:

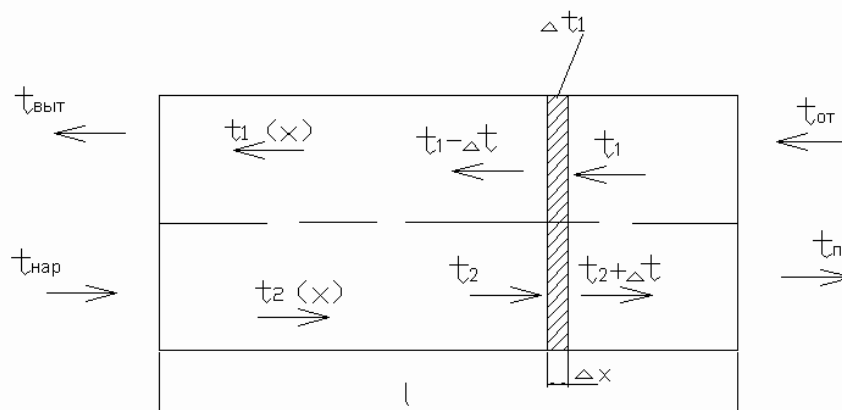
$$\omega_{кр} = \frac{2 \cdot \pi \cdot n \cdot v}{l}$$

Из графика видно, что при конечной скорости вращения ротора $\omega \geq \frac{2 \cdot \pi \cdot v}{l}$ переток достигает 100%. При стопроцентном перетоке не будет притока свежего воздуха.

2.2.4. Линейная модель длинного ротора

Переходим к модели длинного ротора с учетом изменения температуры по длине ротора l . Не будем учитывать эффекты обратного перетока воздуха. Разобьем ротор по длине на множество бесконечно коротких роторов с длиной Δx (рис. 2.9). Здесь $t_1, t_2, t_3, t_4 \dots$ - осредненные по углу φ поворота ротора температуры воздуха по двум секторным половинам (верхней и нижней) ротора. Осреднение проводится в интервале $(0, \pi)$ и $(\pi, 2\pi)$ соответственно.

Рисунок 2.5 Линейная модель длинного ротора



Тогда для выделенного короткого ротора можем применить созданную ранее модель. Повторив ее некое количество раз, видим (рис. 2.10) что к.п.д. может превышать значение 50%.

Рисунок 2.10 Изменение температуры ротора по длине

вытяжной воздух	-18	-16	-14	...	0	2	4	6	8	10	12	14	16	18	20	отработанный воздух
наружный воздух	-20	-18	-16	...	-2	0	2	4	6	8	10	12	14	16	18	приточный воздух
	кусок ротора	кусок ротора			кусок ротора	кусок ротора	кусок ротора	кусок ротора	кусок ротора	кусок ротора	кусок ротора	кусок ротора	кусок ротора	кусок ротора	кусок ротора	

Видно, что у ротора появился «теплый» и «холодный» концы, температура от одного до другого меняется по некому закону. Предположим что это изменение линейно, и изменение температуры $\Delta T = (t_{omp} - t_{выт})$ на всей длине ротора l разбивается на равные малые изменения температуры:

$$\Delta t_1 = \Delta T \frac{\Delta x}{l} \quad (2.10)$$

на малом участке длиной Δx . Здесь x - линейная координата по длине ротора, значение x меняется в пределах $0 \leq x \leq l$.

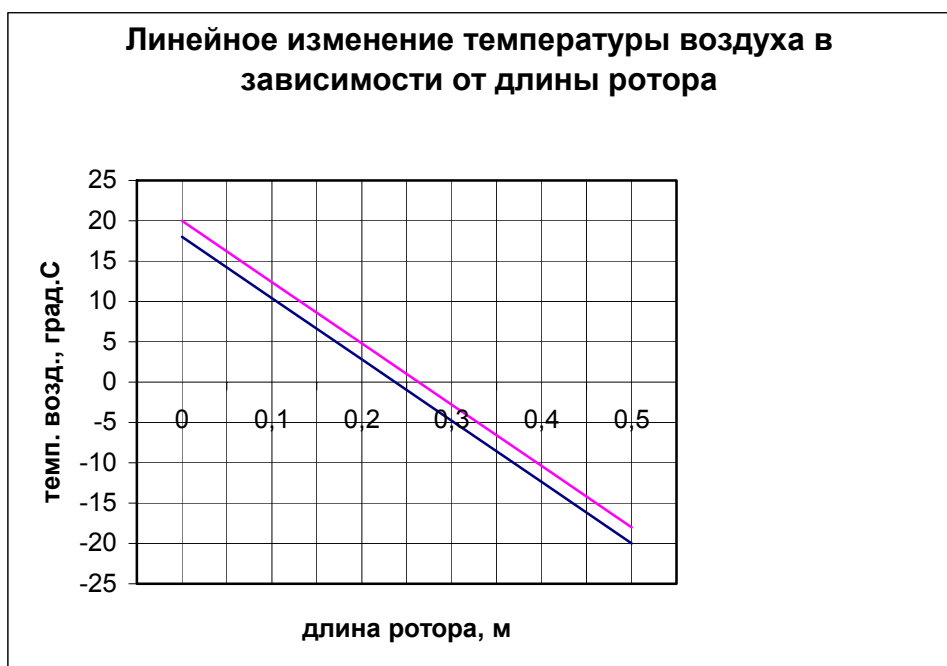
Тогда получаем, что в верхней части ротора температура изменяется по следующему закону: $t = t_{omp} - \frac{\Delta T}{l} \cdot x$, а в нижней части ротора по закону:

$$t = t_{нар} + \frac{\Delta T}{l} \cdot (l - x).$$

Зададимся следующими значениями: $l = 0.5 м$; $t_{ом} = 20^\circ C$; $t_{нар} = -20^\circ C$, $\Delta T = 2^\circ C$.

Построим графики этих функций (рис. 2.11):

Рисунок 2.11



Этому графику соответствует к.п.д. равный 95%.

В рамках этой модели к.п.д. не зависит от температуры отработанного и наружного воздуха.

2.2.5. Экспоненциальная модель длинного ротора

В линейной модели ротора мы предположили, что изменение температуры по длине ротора происходит линейно. В действительности эта зависимость может быть нелинейной. Для того, чтобы исследовать влияние нелинейности изменения температуры по длине на работу ротора, рассмотрена модель, в которой изменение теплообмена происходит неравномерно по длине ротора, т.е. $\Delta t \neq const$ [16]. Наиболее вероятным является более быстрое изменение температуры при входе потока в ротор и более медленное в середине длины ротора. Пусть $\Delta t = t_1 - t_2 = a \cdot e^{-k \cdot x^2} - a \cdot e^{-k \cdot (l-x)^2}$, тогда для иллюстрации процесса теплообмена предлагается зависимость:

$$t_1(x) = a \cdot e^{-k \cdot x^2} + b, \quad (2.11)$$

где a, b - константы, которые зависят от граничных условий (от температуры отработанного и наружного воздуха); k - коэффициент, характеризующий свойства ротора.

Тогда также как и в предыдущей модели рассмотрим сначала изменение температуры в коротком роторе, а потом проинтегрируем функцию по длине ротора.

Рассмотрим верхнюю часть ротора. Зная значения граничных условий, можем определить константы:

$$t(0) = a = t_{om} - t_{нар}, \quad t(\infty) = b = t_{нар}.$$

Таким образом получаем зависимость температуры от длины ротора, где $0 < x < l$, выраженную формулой:

$$t_1(x) = (t_{om} - t_{нар}) \cdot e^{-k \cdot x^2} + t_{нар}.$$

Закон изменения температуры в нижней части ротора:

$$t_2(x) = (t_{нар} - t_{om}) \cdot e^{-k \cdot (l-x)^2} + t_{om}.$$

Для того, чтобы иллюстрировать эти зависимости представим их в табличной и графической форме.

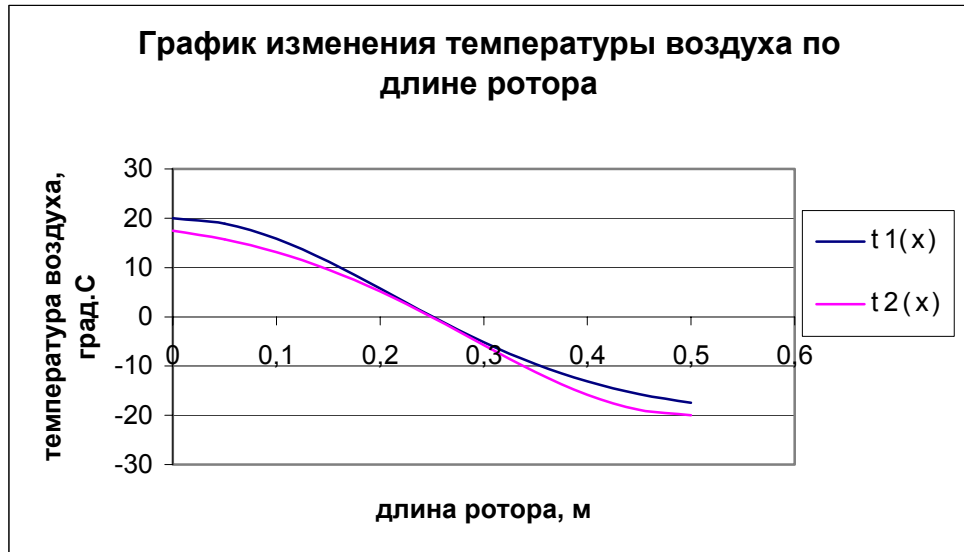
Зададимся некоторыми значениями: $l = 0.5 \text{ м}$; $t_{om} = 20^\circ \text{C}$; $t_{нар} = -20^\circ \text{C}$, $k = 11$.

В таблице 2.1 и на рис. 2.12 представлены значения изменения температуры воздуха по длине ротора.

Таблица 2-1

x	$t_1(x)$	$t_2(x)$	Δt
0	20	17,442886	2,557114
0,05	18,914987	15,688096	3,226891
0,1	15,833365	13,118205	2,71516
0,15	11,230009	9,6044331	1,625576
0,2	5,7614568	5,1369324	0,624524
0,25	0,1132631	-0,113263	0,226526
0,3	-5,1369324	-5,761457	0,624524
0,35	-9,6044331	-11,23001	1,625576
0,4	-13,118205	-15,83337	2,71516
0,45	-15,688096	-18,91499	3,226891
0,5	-17,442886	-20	2,557114

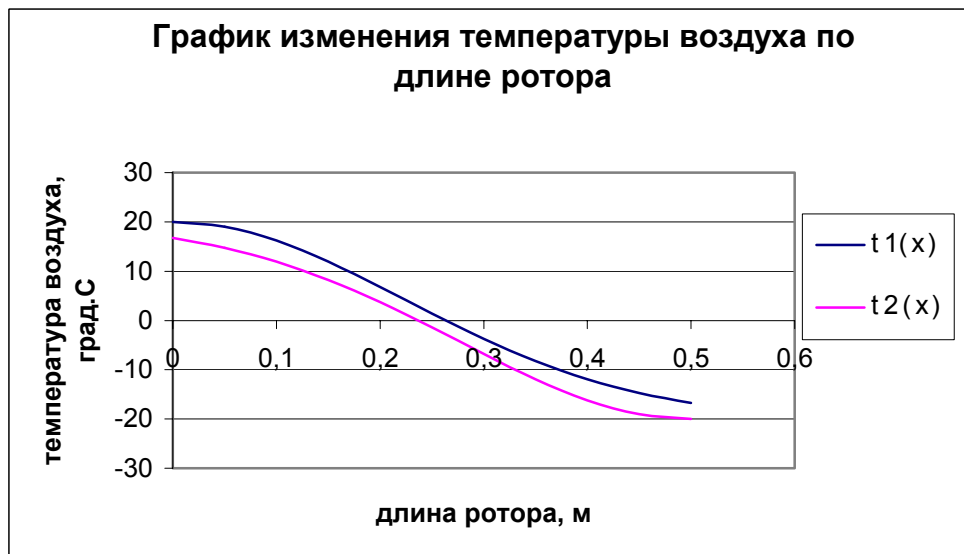
Рисунок 2.12



Из определения к.п.д. (2.4) получаем: $\eta = \frac{t_{np} - t_{нар}}{t_{от} - t_{нар}} = 0,94$.

При $k = 10$ (рис. 2.13):

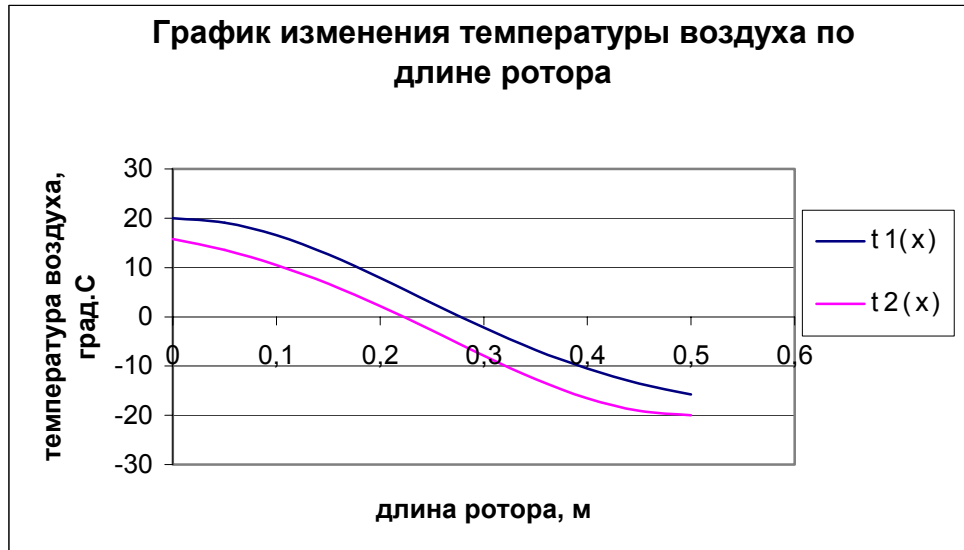
Рисунок 2.13



Получаем значение к.п.д.: $\eta = 0,92$

При $k = 9$ (рис. 2.14):

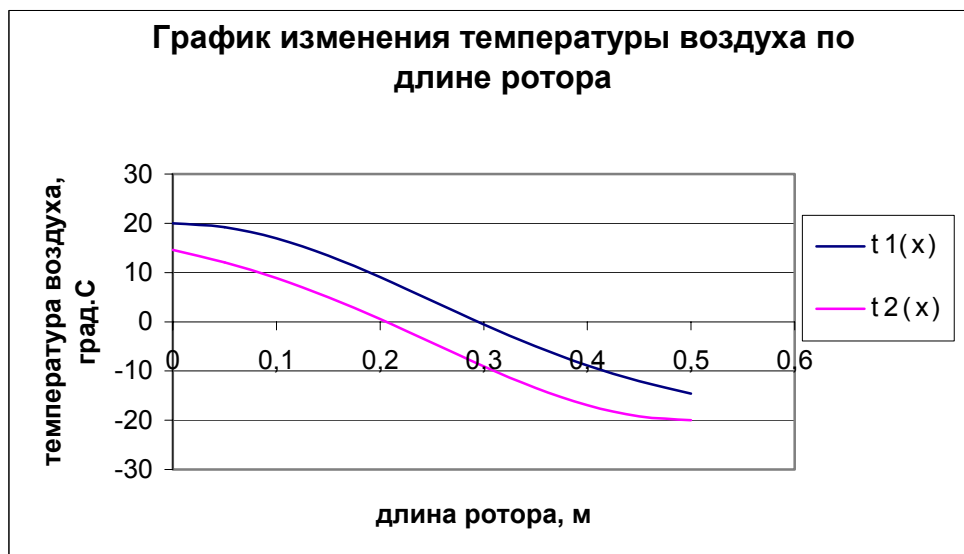
Рисунок 2.14



В этом случае к.п.д. равно: $\eta = 0,89$.

При $k = 8$ (рис. 2.15):

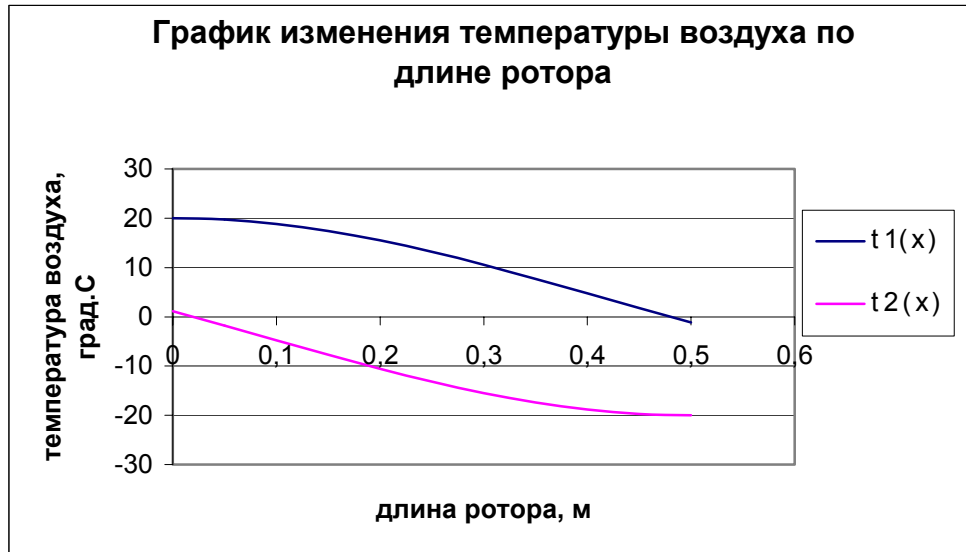
Рисунок 2.15



Получаем: $\eta = 0,86$.

При $k = 3$ (рис. 2.16)

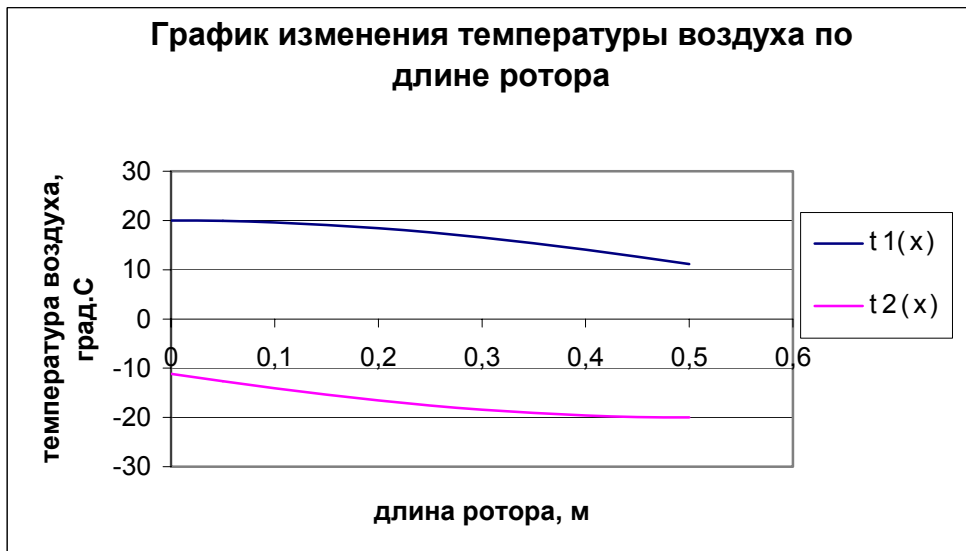
Рисунок 2.16



$\eta = 0,53$.

При $k = 1$ (рис. 2.17):

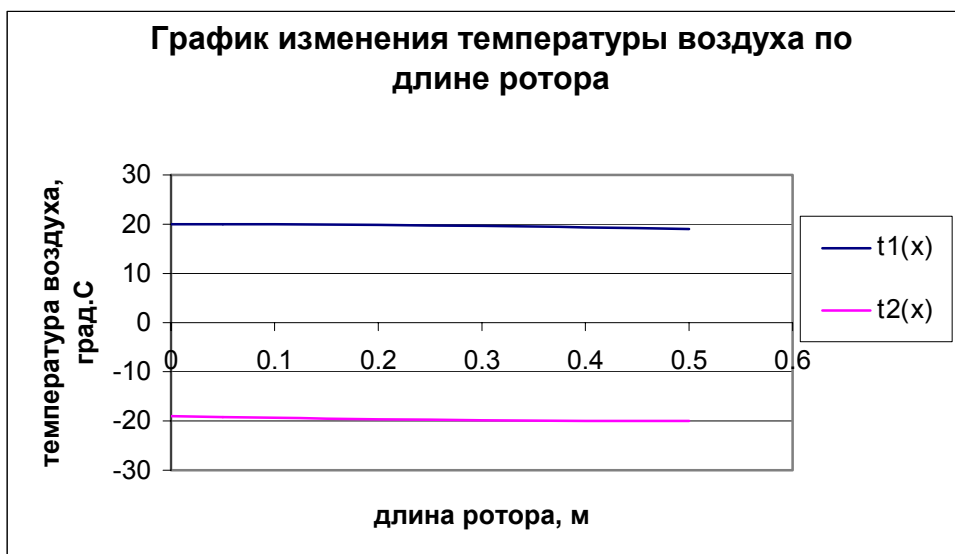
Рисунок 2.17



$\eta = 0,22$.

При $k = 0,1$ (рис. 2.18):

Рисунок 2.18

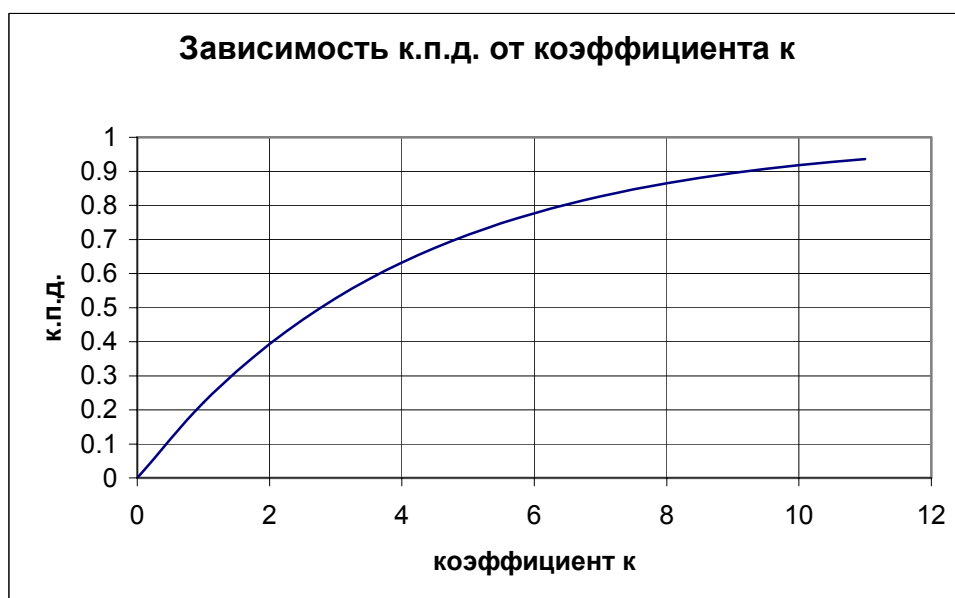


$$\eta = 0,02 .$$

Таким образом, максимальное значение к.п.д. было достигнуто в первом случае при предельном значении коэффициента $k = 11$, который был выбран так, чтобы получить максимально возможное значение к.п.д. для заданных условий. Предельное значение коэффициента k обусловлено тем, что при $k > 11$ графики изменения температур в нижней и верхней части ротора пересекаются. Пересечение означает то, что в верхней части ротора температура становится ниже температуры воздуха в нижней части в определенном сечении ротора. По принципу работы ротора это невозможно и показывает ограниченность модели.

Построим зависимость к.п.д. от коэффициента k (рис.2.19):

Рисунок 2.19



С уменьшением коэффициента k значение к.п.д. падает, следовательно, необходимо определить от чего зависит этот коэффициент и определить его предельное значение.

В рамках этой модели к.п.д. не зависит от температуры отработанного и наружного воздуха.

2.2.6. Зависимость значения к.п.д. от параметров ротора

Как было показано выше, к.п.д. зависит от значения коэффициента k . Попробуем разобраться, от чего зависит этот коэффициент.

Коэффициент k зависит от:

- Скорости вращения ротора - ω
- Скорости воздуха - v
- Теплофизических свойств материала ротора
- Геометрических характеристик ротора (длина, радиус)
- Конструктивных особенностей ротора.

Три последние величины постоянны для ротора, а меняться при эксплуатации может только скорость вращения ротора и скорость воздуха.

При постоянном расходе приточного и вытяжного воздуха скорость воздуха не меняется. Следовательно, единственная переменная величина, от которой при эксплуатации может зависеть коэффициент k - это скорость вращения ротора.

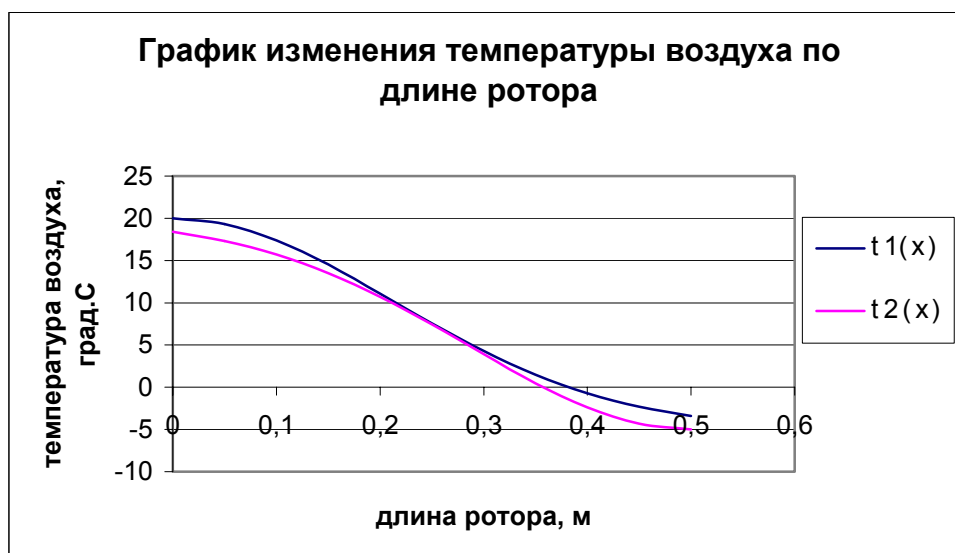
Выше показано, что при постоянном расходе воздуха и максимальное значение к.п.д., достигаемое увеличением скорости вращения ротора, ограничивается допустимым перетоком воздуха из вытяжного в приточный трубопровод.

Следовательно для достижения максимального к.п.д. при эксплуатации рекуператора следует поддерживать максимально допустимую скорость вращения ротора $\omega_{кр} = \frac{2 \cdot \pi \cdot n \cdot v}{l}$. Эта допустимая скорость, зависит от неизменных при эксплуатации величины перетока и длины ротора, зависит от расхода воздуха v и не зависит от температур воздуха на вытяжке и притоке.

Покажем это на следующих примерах.

1. Пусть $l = 0.5 \text{ м}$; $t_{ом} = 20^\circ\text{C}$; $t_{нар} = -5^\circ\text{C}$. Расход воздуха по сравнению с примерами, рассмотренными выше, остается неизменным. Построим график функций (рис. 2.20):

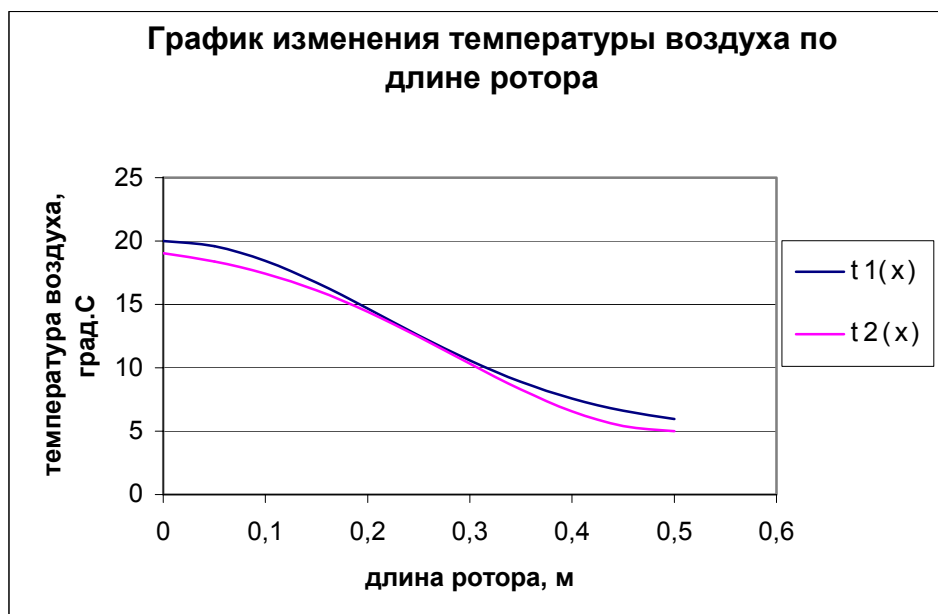
Рисунок 2.20



В этом случае максимальное значение к.п.д. $\eta = 0,94$ достигается снова при предельном значении $k = 11$.

2. Изменим температуру наружного воздуха: $t_{ом} = 20^\circ\text{C}$; $t_{нар} = 5^\circ\text{C}$. Коэффициент $k = 11$ остается неизменным (рис. 2.21):

Рисунок 2.21



Получаем значение к.п.д. $\eta = 0,94$.

Следовательно, при $k = const$ значение к.п.д. тоже постоянно и не зависит от температур отработанного и наружного воздуха.

Ранее было показано, что к.п.д. падает при снижении коэффициента k . Это происходит или из-за изменения расхода воздуха, или из-за изменения скорости вращения ротора.

Таким образом, можем сделать вывод: для постоянного расхода воздуха при любых температурах отработанного и наружного воздуха максимальный к.п.д. будет достигаться при предельном постоянном значении коэффициента k .

При выборе приточно-вытяжной установки и ее запуске в работу, зная постоянный расход воздуха, надо установить скорость вращения ротора так, чтобы достигалось максимальное значение к.п.д. исходя из ограничения по перетоку. При изменении расхода воздуха скорость вращения ротора должна меняться так, чтобы значение к.п.д., исходя из ограничения по перетоку, оставалось максимальным.

2.2.7. Фактическая величина к.п.д.

Экспериментально можно показать, что к.п.д. роторной рекуперации тепла действительно имеют столь высокие значения. Опыт заключается в том, что мы измеряем температуры приточного, наружного и отработанного воздуха, а затем вычисляем значение к.п.д. по формуле приведенной выше. Опыт лучше проводить в зимнее время. Это связано с тем, что зимой разница температур отработанного и наружного воздуха очень большая, и, следовательно, погрешность измерения температур будет не так сильно влиять на результат, как если бы мы проводили эксперимент в теплое время года. Экспериментально определяемое к.п.д. достигает 85% при и перетоке в 3%.

2.2.8. Расчет по PMWIN

В связи с тем, что мы не смогли в теплое время года определить к.п.д. экспериментально, посчитаем к.п.д. на программе PMWIN. Эта программа запатентована фирмой PM-LUFT и имеет сертификат Eurovent [28]. Все зависимости, которые используются в этой программе, установлены экспериментальным путем.

Расчет ведется для установки Gold 22. Расчет ведется для зимних условий эксплуатации. Исходные данные для расчета представлены в таблице 2-2:

Таблица 2-2

Атмосферное давление	Па	101325
Плотность воздуха	кг/м ³	1,2
Расход приточного воздуха	м ³ /ч	4515
Расход отработанного воздуха	м ³ /ч	3910
Температура наружного воздуха	°С	-26
Температура отработанного воздуха	°С	21

После подсчета на программе получаем (табл. 2-3):

Таблица 2-3

Приточный воздух	°С	8,8
Вытяжной воздух	°С	-19,2
к.п.д.	%	74

Подставив исходные значения в экспоненциальную модель, мы получили бы значение к.п.д. $\eta = 0,94$. Снижение к.п.д. в случае расчета по PMWIN по сравнению с экспоненциальной моделью обусловлено дисбалансом расходов приточного и отработанного воздуха.

2.3. Гидравлическое сопротивление ротора

Ротор имеет очень хорошие теплотехнические свойства, это связано не только со свойствами материала ротора, но также и с его сложной структурой. Ротор изготовлен из гофрированного алюминиевого листа. Гидравлическое сопротивление ротора определяется сопротивлением трения в каналах ротора и также потерями, связанными с закруткой потока в переднем и заднем следе ротора. Течение в каналах ротора близко к ламинарному. Потери по длине ротора могут быть существенными, поэтому необходимо знать гидравлическое сопротивление ротора [23].

Т.к. режим движения воздуха через каналы ротора принимаем ламинарным, то потери напора на роторе, можем представить как потери по длине трубопровода на трение.

Потери давления на трение Δh , Па, в круглых трубопроводах определяют по формуле Вейсбаха-Дарси (1.18):

$$\Delta h = \lambda \frac{L \rho \cdot v^2}{d \cdot 2},$$

где λ - коэффициент сопротивления трения; L – длина трубопровода; d – диаметр трубопровода, м; v – скорость движения воздуха в трубопроводе, м/с; ρ - плотность воздуха, перемещаемого по трубопроводу, кг/м³; $\rho v^2/2$ – скоростное (динамическое) давление, Па. Т.к. сечение воздухопровода, подходящего к ротору прямоугольное, то надо привести его к эквивалентного круглому сечению:

$$\Delta h = \lambda \frac{L \rho \cdot v^2}{d_s \cdot 2},$$

где $d_s = 2A \cdot B \cdot (A + B)$ - эквивалентный диаметр круглого трубопровода, A и B - стороны прямоугольного воздухопровода.

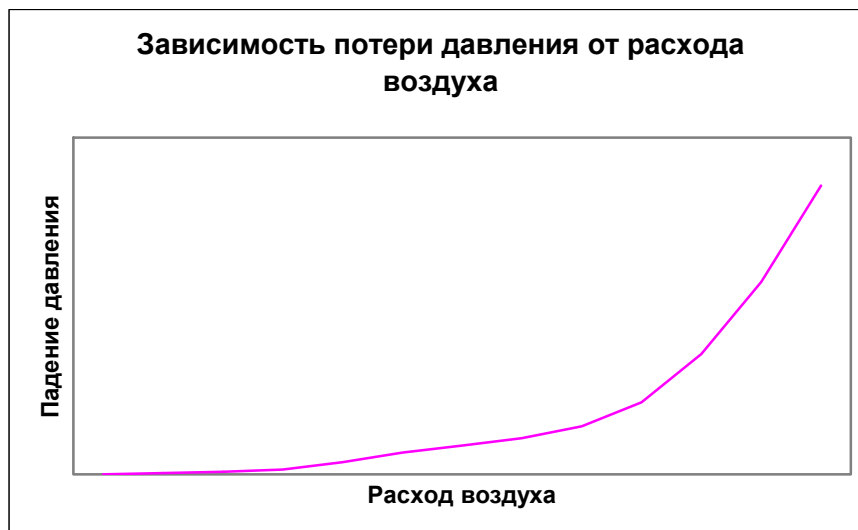
Т.о. есть некий коэффициент гидравлического сопротивления ротора ζ и тогда зависимость потерь давления от расхода воздуха можно представить как:

$$\Delta h = \zeta \cdot Q^2, \quad (2.12)$$

где Q - расход воздуха.

Зависимость потери напора на роторе от расхода воздуха представлена на графике (рис. 2.22):

Рисунок 2.22



Т.о. потери давления на роторе при заданном расходе воздуха можно определить, зная коэффициент сопротивления λ . Коэффициент сопротивления зависит от числа Рейнольдса, от свойств поверхности материала ротора. Т.к. ротор состоит из гофрированного алюминия достаточно плотно скрученного, то для прохождения воздуха через ротор есть лишь узкие каналы.

Найдем зависимость коэффициента сопротивления трения от числа Рейнольдса. Посчитаем на программе PMWIN гидравлическое сопротивление ротора. Результаты расчета представлены в таблице 2-4:

Таблица 2-4

	Расход, м ³ /ч	Падение давления на роторе, Па
приточный воздух	4515	190
отработанный воздух	3910	151

Определим число Рейнольдса:

$$Re = \frac{v \cdot d_s}{\vartheta}, \quad (2.13)$$

$$\text{Тогда } v = \frac{Re \cdot \vartheta}{d_s}$$

где v - скорость воздуха; ϑ - кинематический коэффициент вязкости, для воздуха при температуре 20°C $\vartheta = 15 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 / \text{с}$. Тогда, подставив в (1.18):

$$\lambda = \frac{\Delta h \cdot d_s^3 \cdot 2}{L \cdot \rho \cdot Re^2 \cdot \vartheta^2}, \quad (2.14)$$

Приведем прямоугольное сечение к эквивалентному круглому: $d_s = 2A \cdot B \cdot (A + B) = 2 \cdot 0,4 \cdot 0,8 \cdot (0,4 + 0,8) = 0,768 \text{ м}$.

$$\text{Отработанный воздух: } Re_1 = \frac{v_1 \cdot d_3}{\rho} = \frac{1,4 \text{ м/с} \cdot 0,768 \text{ м}}{15 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}} = 72407$$

$$\lambda_1 = \frac{\Delta h_1 \cdot d_3^3 \cdot 2}{L \cdot \rho \cdot Re_1^2 \cdot g^2} = \frac{151 \text{ Па} \cdot 0,768^3 \text{ м}^3 \cdot 2}{0,5 \text{ м} \cdot 1,2 \text{ кг/м}^3 \cdot 72407^2 \cdot 15^2 \cdot 10^{-12} \text{ м}^4/\text{с}^2} = 253$$

$$\text{Приточный воздух: } Re_2 = 83333; \lambda_2 = 240.$$

Ротор обладает достаточно большим сопротивлением, поэтому при расчете экономии энергии следует учитывать затраты на прокачку воздуха через ротор [24].

2.4. Особенности эксплуатации установки с роторной рекуперацией тепла в летнем и зимнем режиме

В летнее время влажность и температура наружного воздуха превышают соответствующие значения воздуха в помещении. При этом в гигроскопических роторах понижаются и влажность, и температура почти на уровень вытяжного воздуха, к.п.д. энтальпии составляет $\eta_{\text{эн}}$ ($=\eta$). В негигроскопическом роторе температура понижается столько же, но влажность не изменяется, поэтому к.п.д. энтальпии приточного воздуха составляет всего $(1 - \eta_{\text{эн}})$.

Гигроскопические роторы повышают влагосодержание приточного воздуха, что в зимнее время часто желательно для увлажнения приточного воздуха. Негигроскопический ротор может работать без опасности замерзания при температурах ниже 0 °С несмотря на то, что происходит конденсация водяного пара вытяжного воздуха.

Чтобы появилось обмерзание, должны быть избытки воды в роторе. Это может случиться, если приточный воздух неспособен абсорбировать влагу, которая сконденсировалась в вытяжном воздухе. Процесс замерзания, который является причиной увеличения перепада давления на роторе, обычно занимает много часов. Обмерзание возникает, если в течение суток температура наружного воздуха колеблется или, потому что теплообменник используется только несколько часов в течение суток. Предотвращение нарастания инея в роторе необходимо в случае, когда наружная температура является очень низкой. А вытяжной воздух содержит много влаги. Существует много способов предотвращения замерзания, в частности предварительный подогрев, обход теплообменника и понижение числа оборотов ротора. Предварительный подогрев можно осуществить путем нагрева или приточного, или вытяжного воздуха.

В зимнее время года догрев требуется, если:

- штатная система отопления здания имеет недостаточную мощность либо ненадежна.
- температура отработанного воздуха в агрегате изначально определена ниже температуры приточного воздуха.
- воздуховоды в холодном помещении неудовлетворительно изолированы.

2.5. Определение количества затрачиваемой энергии

Для того, чтобы определить затраты энергии необходимой для нагрева приточного воздуха в системе приточной вентиляции надо знать мощность калориферов [22]. В приточно-вытяжной установки для нагрева воздуха применяется догревающий калорифер меньшей мощности, но возникают дополнительные затраты энергии.

Эффективность применения роторной рекуперации тепла по сравнению с приточной системой вентиляции определяется экономией затрат энергии в

калорифере и дополнительными затратами, которые возникают при работе ротора. Дополнительные затраты, возникающие при работе ротора, это затраченная энергия в двигателе ротора и затраты энергии на прохождение воздуха через ротор [36].

Сравним прямоточную систему вентиляции и систему с роторным рекуператором тепла, рассматривая только отличия. Расход воздуха не меняется.

Затраченная энергия в прямоточной системе вентиляции состоит только из затрат энергии на нагревание воздуха в калорифере.

Мощность калорифера определяется по формуле (2.2):

$$Q = L \cdot c \cdot \rho \cdot (t_2 - t_1),$$

где Q – мощность калорифера, Вт; L – расход воздуха; ρ – плотность воздуха; t_2 – температура воздуха после нагревания (после калорифера); t_1 – температура воздуха до нагревания (до калорифера).

Таким образом, в прямоточной системе вентиляции затраты энергии Q_{np} составляют:

$$Q_{np} = L \cdot c \cdot \rho \cdot (t_{np} - t_{нап}).$$

Энергия $Q_{пот}$, затраченная при использовании роторного рекуператора тепла, составит:

$$Q_{пот} = Q_{кал} + N_{дв} + N_{\Delta h}, \quad (2.15)$$

где $Q_{кал}$ – затраты энергии на подогрев воздуха в калорифере; $N_{дв}$ – мощность двигателя ротора; $N_{\Delta h}$ – затраты энергии, возникающие из-за потерь напора на роторе.

$$Q_{пот} = L \cdot c \cdot \rho \cdot (t_{np} - t_{пот}),$$

где $t_{пот} = t_{нап} + \eta \cdot (t_{от} - t_{нап})$ – температура воздуха после ротора.

Затраты энергии, возникающие из-за потерь напора на роторе определяется по формуле (2.16):

$$N_{\Delta h} = \Delta p \cdot L, \quad (2.16)$$

где Δp – потеря давления в роторе.

При разных значениях температуры наружного воздуха будут разные затраты энергии, поэтому важной задачей является выбор температуры наружного воздуха, для которой будет производиться расчет.

Расчет может вестись на расчетную летнюю и зимнюю наружную температуру воздуха в регионе или на среднюю температуру в течении года.

В летнее время года при наружных температурах воздуха выше температуры приточного воздуха не надо использовать калорифер. Точно также летом в приточно-вытяжной установке не надо нагревать воздух с помощью ротора: воздух будет проходить через некрутящийся ротор (двигатель ротора не работает), но при этом все равно есть потери давления на роторе. Поэтому для определения затрат энергии нельзя брать ни расчетную температуру, ни среднюю за год.

Для определения количества затрачиваемой энергии за год проведем расчет для каждой температуры наружного воздуха, учитывая время стояния ее в течение года.

2.5.1. Определение количества энергии, затрачиваемой за год, необходимой для подогрева приточного воздуха в приточной установке

Расчет количества тепла ведется в одинаковых условиях эксплуатации. Расход воздуха $L = 10000 \text{ м}^3 / \text{ч}$, температура приточного воздуха $t_{np} = 18^\circ\text{C}$, температура воздуха, удаляемого из помещения $t_{om} = 20^\circ\text{C}$. Температуры наружного воздуха и время стояния этих температур в течение года приняты для Санкт-Петербурга [3]. Результаты расчета представлены в таблице 2-5.

Таблица 2-5

Температура наружного воздуха, °С	Время стояния данной температуры в течение года, ч	Количество тепла необходимое для подогрева воздуха в приточной установке, кВт	Затраты энергии за год при приточной системе, кВтЧ
29	2	0,0	0,0
28	6	0,0	0,0
27	13	0,0	0,0
26	17	0,0	0,0
25	26	0,0	0,0
24	38	0,0	0,0
23	40	0,0	0,0
22	75	0,0	0,0
21	96	0,0	0,0
20	151	0,0	0,0
19	178	0,0	0,0
18	215	0,0	0,0
17	244	3,3	813,3
16	281	6,7	1873,3
15	298	10,0	2980,0
14	310	13,3	4133,3
13	276	16,7	4600,0
12	264	20,0	5280,0
11	254	23,3	5926,7
10	243	26,7	6480,0
9	262	30,0	7860,0
8	240	33,3	8000,0
7	219	36,7	8030,0
6	227	40,0	9080,0
5	232	43,3	10053,3
4	238	46,7	11106,7
3	257	50,0	12850,0
2	337	53,3	17973,3
1	420	56,7	23800,0
0	428	60,0	25680,0
-1	303	63,3	19190,0
-2	299	66,7	19933,3
-3	279	70,0	19530,0
-4	261	73,3	19140,0
-5	203	76,7	15563,3

-6	215	80,0	17200,0
-7	161	83,3	13416,7
-8	166	86,7	14386,7
-9	155	90,0	13950,0
-10	128	93,3	11946,7
-11	114	96,7	11020,0
-12	104	100,0	10400,0
-13	81	103,3	8370,0
-14	69	106,7	7360,0
-15	67	110,0	7370,0
-16	55	113,3	6233,3
-17	47	116,7	5483,3
-18	38	120,0	4560,0
-19	29	123,3	3576,7
-20	21	126,7	2660,0
-21	19	130,0	2470,0
-22	13	133,3	1733,3
-23	10	136,7	1366,7
-24	11	140,0	1540,0
-25	9	143,3	1290,0
-26	9	146,7	1320,0
-27	6	150,0	900,0
-28	4	153,3	613,3
-29	1	156,7	156,7
-30	1	160,0	160,0
ИТОГО			409360,0

Определены затраты энергии за год при приточной системе вентиляции, которые равны $Q_{np} = 409360 \text{ кВтч}$.

2.5.2. Определение количества энергии необходимого для подогрева воздуха после рекуперационной установки, затрачиваемое за год.

В качестве примера приточно-вытяжной установки принята установка GOLD31. Роторный утилизатор тепла имеет высокий коэффициент полезного действия рекуперации тепла. Температурный к.п.д. рекуперации в установках GOLD может достигать значения $\eta=85\%$ при равных расходах приточного и вытяжного воздуха.

Определим затраты энергии для приведения ротора в работу:

Мощность двигателя установки: $N_{дв} = 0,07 \text{ кВт}$

Затраты энергии, возникающие из-за потерь напора на роторе:
 $N_{\Delta h} = \Delta p \cdot L = 0,42 \text{ кВт}$.

Расчет эффективности сделаем для 4 разных значений к.п.д. ротора: $\eta = 85\%$, $\eta = 80\%$, $\eta = 75\%$, $\eta = 70\%$.

1. Проведем расчет количества затрачиваемой энергии при к.п.д. $\eta = 85\%$.

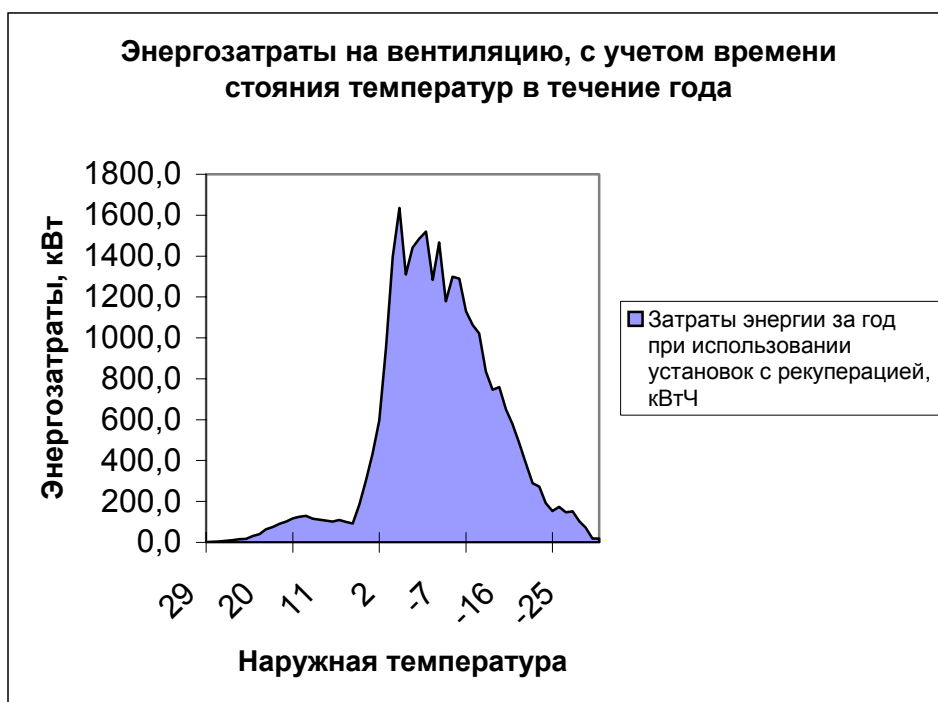
Таблица 2-6

Температура наружного воздуха, °С	Время стояния данной температуры в течение года, ч	Количество тепла необходимое для подогрева воздуха в прямоточной установке, кВт	Затраты энергии за год при прямоточной системе, кВтЧ	Температура воздуха после рекуператора, °С	Количество тепла необходимое для подогрева воздуха после рекуператора, кВт	Мощность двигателя, кВт	Затраты энергии на роторе, возникающие из-за потерь напора, кВт	Общие затраты энергии, кВт	Затраты энергии за год при использовании установок с рекуперацией, кВтЧ
29	2	0,0	0,0	21,4	0,00	0,00	0,42	0,42	0,8
28	6	0,0	0,0	21,2	0,00	0,00	0,42	0,42	2,5
27	13	0,0	0,0	21,1	0,00	0,00	0,42	0,42	5,5
26	17	0,0	0,0	20,9	0,00	0,00	0,42	0,42	7,1
25	26	0,0	0,0	20,8	0,00	0,00	0,42	0,42	10,9
24	38	0,0	0,0	20,6	0,00	0,00	0,42	0,42	16,0
23	40	0,0	0,0	20,5	0,00	0,00	0,42	0,42	16,8
22	75	0,0	0,0	20,3	0,00	0,00	0,42	0,42	31,5
21	96	0,0	0,0	20,2	0,00	0,00	0,42	0,42	40,3
20	151	0,0	0,0	20,0	0,00	0,00	0,42	0,42	63,4
19	178	0,0	0,0	19,9	0,00	0,00	0,42	0,42	74,8
18	215	0,0	0,0	19,7	0,00	0,00	0,42	0,42	90,3
17	244	3,3	813,3	19,6	0,00	0,00	0,42	0,42	102,5
16	281	6,7	1873,3	19,4	0,00	0,00	0,42	0,42	118,0
15	298	10,0	2980,0	19,3	0,00	0,00	0,42	0,42	125,2
14	310	13,3	4133,3	19,1	0,00	0,00	0,42	0,42	130,2
13	276	16,7	4600,0	19,0	0,00	0,00	0,42	0,42	115,9
12	264	20,0	5280,0	18,8	0,00	0,00	0,42	0,42	110,9
11	254	23,3	5926,7	18,7	0,00	0,00	0,42	0,42	106,7
10	243	26,7	6480,0	18,5	0,00	0,00	0,42	0,42	102,1
9	262	30,0	7860,0	18,4	0,00	0,00	0,42	0,42	110,0
8	240	33,3	8000,0	18,2	0,00	0,00	0,42	0,42	100,8
7	219	36,7	8030,0	18,1	0,00	0,00	0,42	0,42	92,0
6	227	40,0	9080,0	17,9	0,33	0,07	0,42	0,82	186,9
5	232	43,3	10053,3	17,8	0,83	0,07	0,42	1,32	307,0
4	238	46,7	11106,7	17,6	1,33	0,07	0,42	1,82	434,0
3	257	50,0	12850,0	17,5	1,83	0,07	0,42	2,32	597,1
2	337	53,3	17973,3	17,3	2,33	0,07	0,42	2,82	951,5
1	420	56,7	23800,0	17,2	2,83	0,07	0,42	3,32	1395,8
0	428	60,0	25680,0	17,0	3,33	0,07	0,42	3,82	1636,4
-1	303	63,3	19190,0	16,9	3,83	0,07	0,42	4,32	1310,0
-2	299	66,7	19933,3	16,7	4,33	0,07	0,42	4,82	1442,2
-3	279	70,0	19530,0	16,6	4,83	0,07	0,42	5,32	1485,2
-4	261	73,3	19140,0	16,4	5,33	0,07	0,42	5,82	1519,9
-5	203	76,7	15563,3	16,3	5,83	0,07	0,42	6,32	1283,6
-6	215	80,0	17200,0	16,1	6,33	0,07	0,42	6,82	1467,0
-7	161	83,3	13416,7	16,0	6,83	0,07	0,42	7,32	1179,1
-8	166	86,7	14386,7	15,8	7,33	0,07	0,42	7,82	1298,7
-9	155	90,0	13950,0	15,7	7,83	0,07	0,42	8,32	1290,1
-10	128	93,3	11946,7	15,5	8,33	0,07	0,42	8,82	1129,4
-11	114	96,7	11020,0	15,4	8,83	0,07	0,42	9,32	1062,9
-12	104	100,0	10400,0	15,2	9,33	0,07	0,42	9,82	1021,6
-13	81	103,3	8370,0	15,1	9,83	0,07	0,42	10,32	836,2
-14	69	106,7	7360,0	14,9	10,33	0,07	0,42	10,82	746,8

-15	67	110,0	7370,0	14,8	10,83	0,07	0,42	11,32	758,7
-16	55	113,3	6233,3	14,6	11,33	0,07	0,42	11,82	650,3
-17	47	116,7	5483,3	14,5	11,83	0,07	0,42	12,32	579,2
-18	38	120,0	4560,0	14,3	12,33	0,07	0,42	12,82	487,3
-19	29	123,3	3576,7	14,2	12,83	0,07	0,42	13,32	386,4
-20	21	126,7	2660,0	14,0	13,33	0,07	0,42	13,82	290,3
-21	19	130,0	2470,0	13,9	13,83	0,07	0,42	14,32	272,1
-22	13	133,3	1733,3	13,7	14,33	0,07	0,42	14,82	192,7
-23	10	136,7	1366,7	13,6	14,83	0,07	0,42	15,32	153,2
-24	11	140,0	1540,0	13,4	15,33	0,07	0,42	15,82	174,1
-25	9	143,3	1290,0	13,3	15,83	0,07	0,42	16,32	146,9
-26	9	146,7	1320,0	13,1	16,33	0,07	0,42	16,82	151,4
-27	6	150,0	900,0	13,0	16,83	0,07	0,42	17,32	103,9
-28	4	153,3	613,3	12,8	17,33	0,07	0,42	17,82	71,3
-29	1	156,7	156,7	12,7	17,83	0,07	0,42	18,32	18,3
-30	1	160,0	160,0	12,5	18,33	0,07	0,42	18,82	18,8
ИТОГО			409360						28610,3

Построим график зависимости (рис. 2.23) энергозатрат на рекуперацию с учетом стояния температур в течение года:

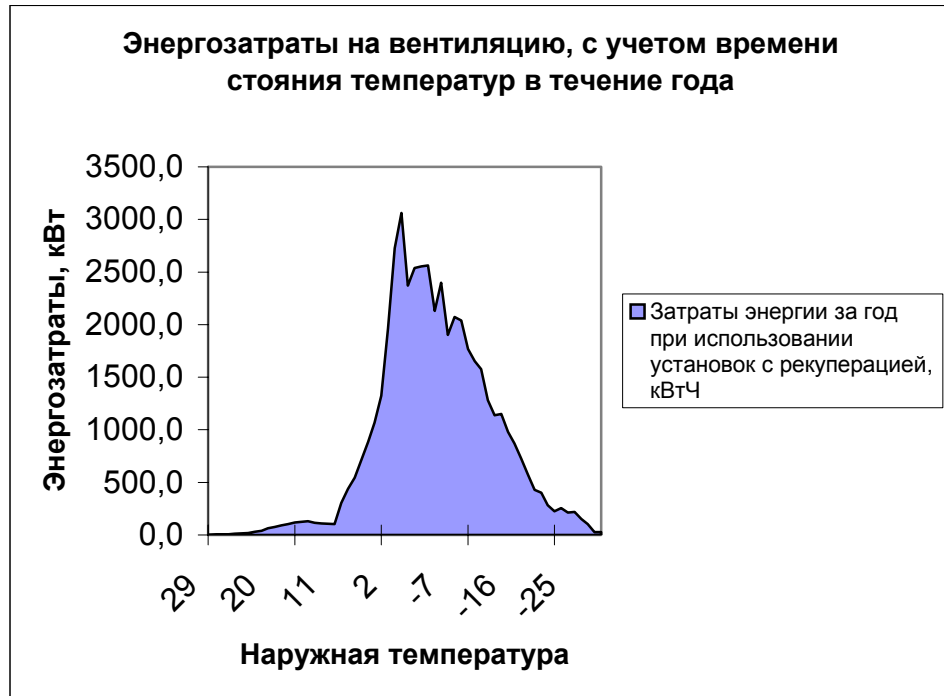
Рисунок 2.23



Количество энергии необходимой для подогрева приточного воздуха, затрачиваемой за год составляет: $Q_{пот} = 28610,3 \text{ кВтч}$.

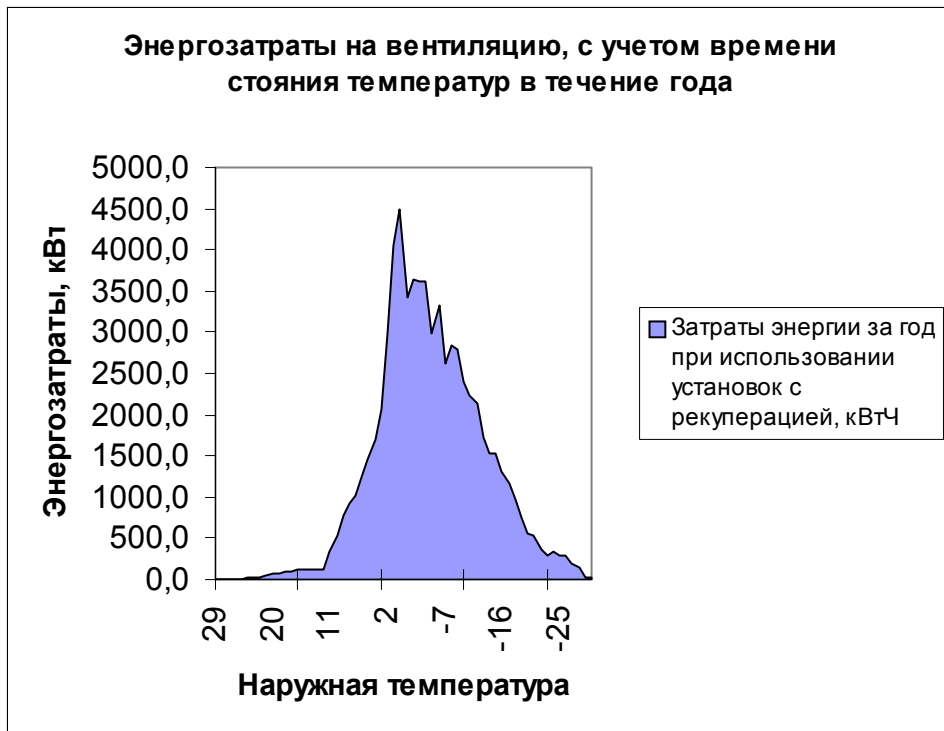
2. При $\eta = 80\%$ получаем затраты энергии $Q_{пот} = 48935,0 \text{ кВтч}$ (рис. 2.24):

Рисунок 2.24



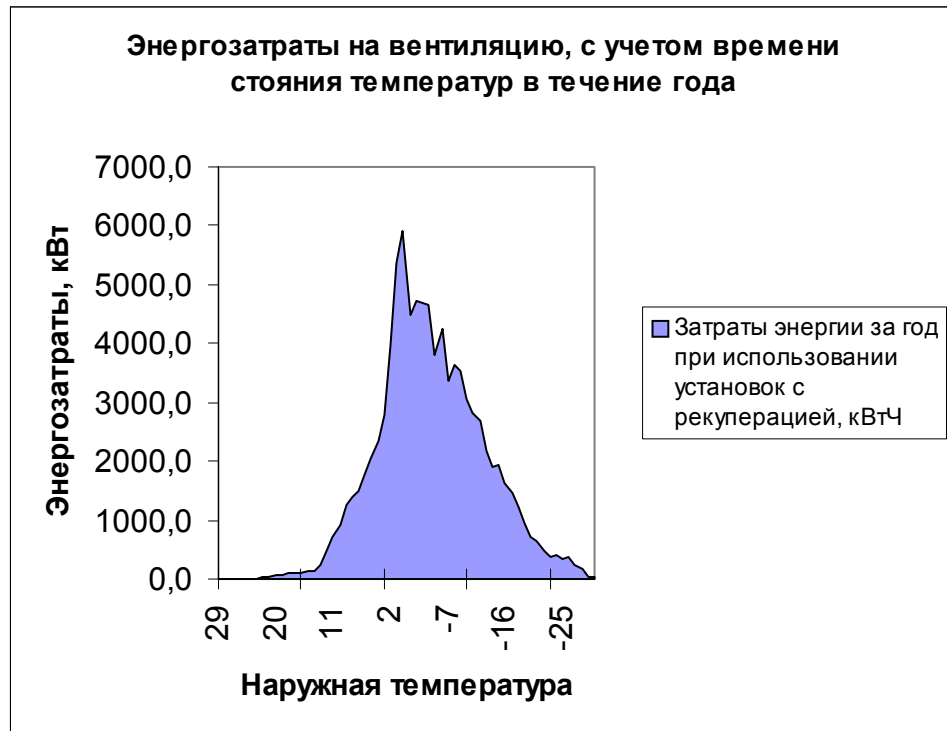
3. При $\eta = 75\%$ получаем затраты энергии $Q_{пот} = 70362,8 \text{ кВтч}$ (рис. 2.25):

Рисунок 2.25



4. При $\eta = 70\%$ получаем затраты энергии $Q_{пот} = 92406,9 \text{ кВтч}$ (рис. 2.26):

Рисунок 2.26

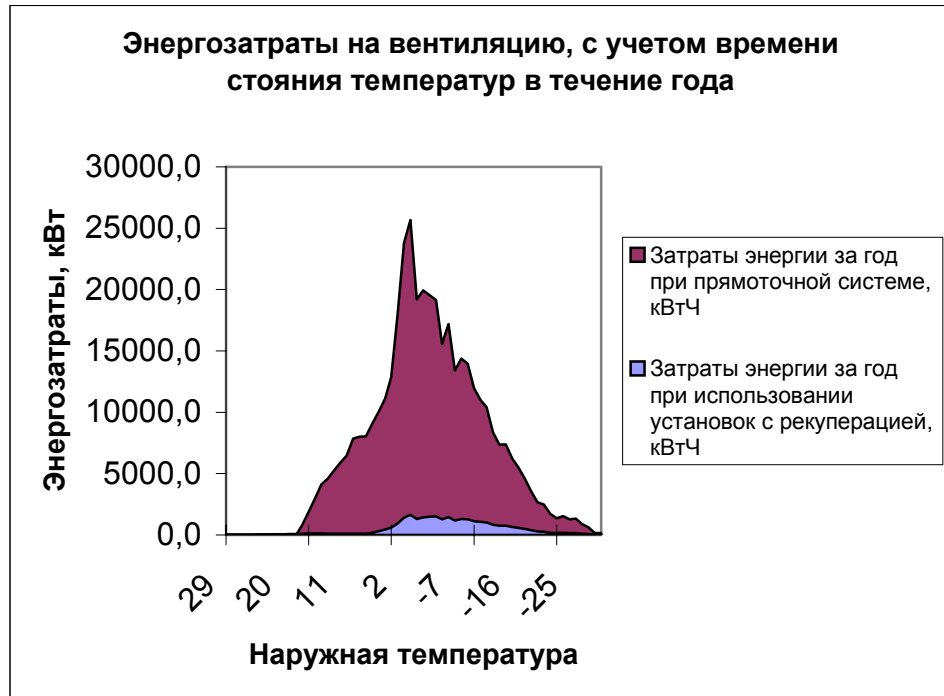


2.6. Сравнение затрат энергии при прямоточной системе вентиляции и при использовании приточно-вытяжных установок

При выполнении технико-экономического сопоставления соблюдаются условия сопоставимости рассматриваемых альтернативных вариантов проектных решений: обеспечение одинаковых расходов и параметров приточного воздуха. На графике представлены сравнительные характеристики затрат энергии за год при прямоточной системе вентиляции и при использовании приточно-вытяжных установок.

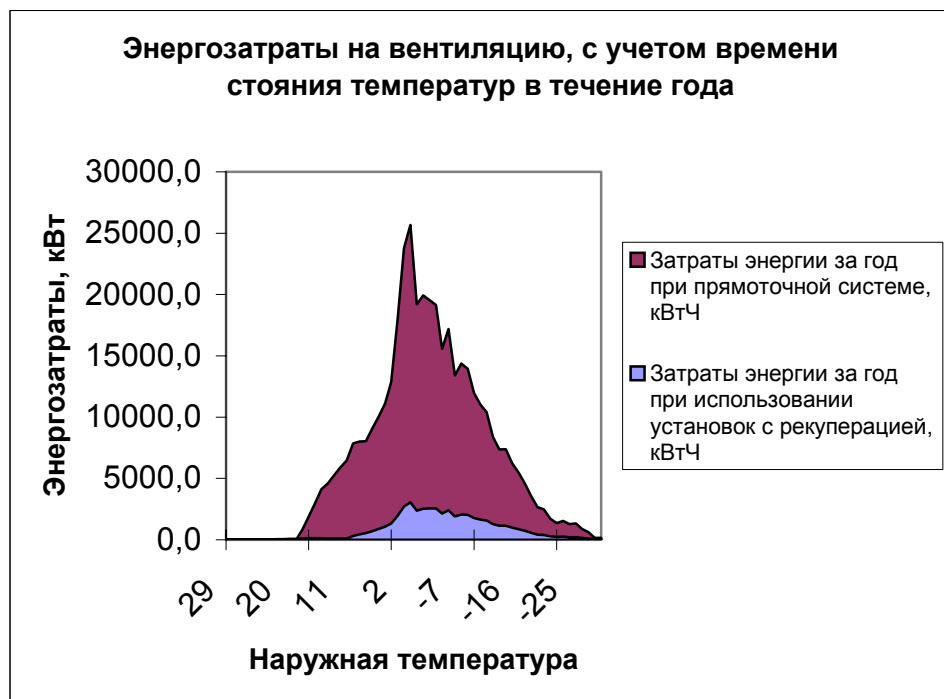
1. при $\eta = 85\%$ получаем $Q_{\text{прот}} = 28610,3 \text{ кВтч}$. Затраты энергии на прямоточную вентиляцию $Q_{\text{пр}} = 409360 \text{ кВтч}$ (рис. 2.27):

Рисунок 2.27



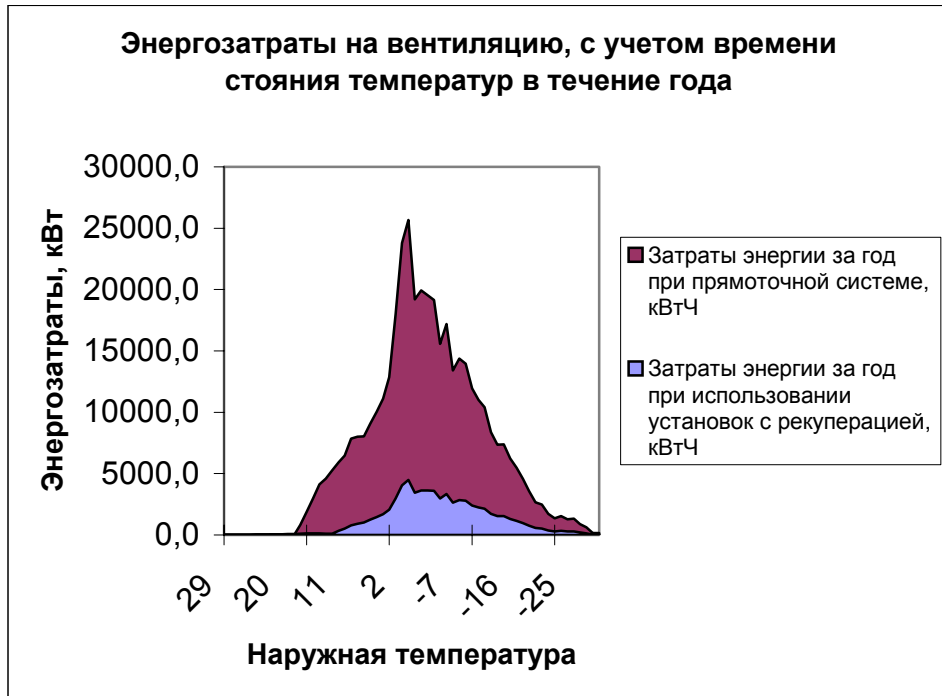
2. При $\eta = 80\%$ получаем $Q_{пот} = 48935,0 \text{ кВтч}$. Затраты энергии на прямоточную вентиляцию $Q_{пр} = 409360 \text{ кВтч}$. (рис. 2.28):

Рисунок 2.28



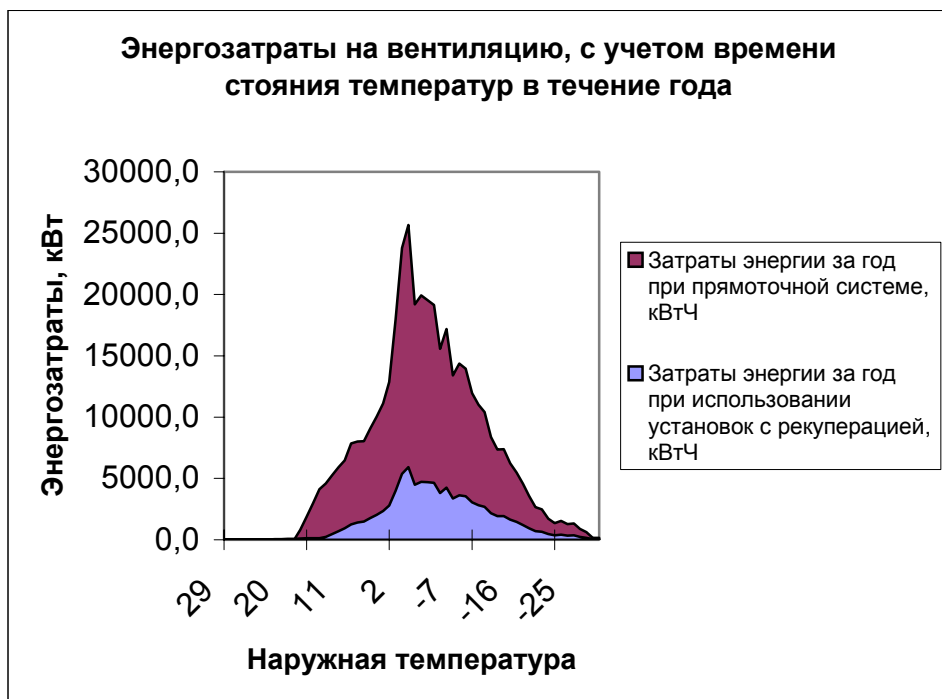
3. При $\eta = 75\%$ получаем $Q_{пот} = 70362,8 \text{ кВтч}$. Затраты энергии на прямоточную вентиляцию $Q_{пр} = 409360 \text{ кВтч}$. (рис. 2.29):

Рисунок 2.29



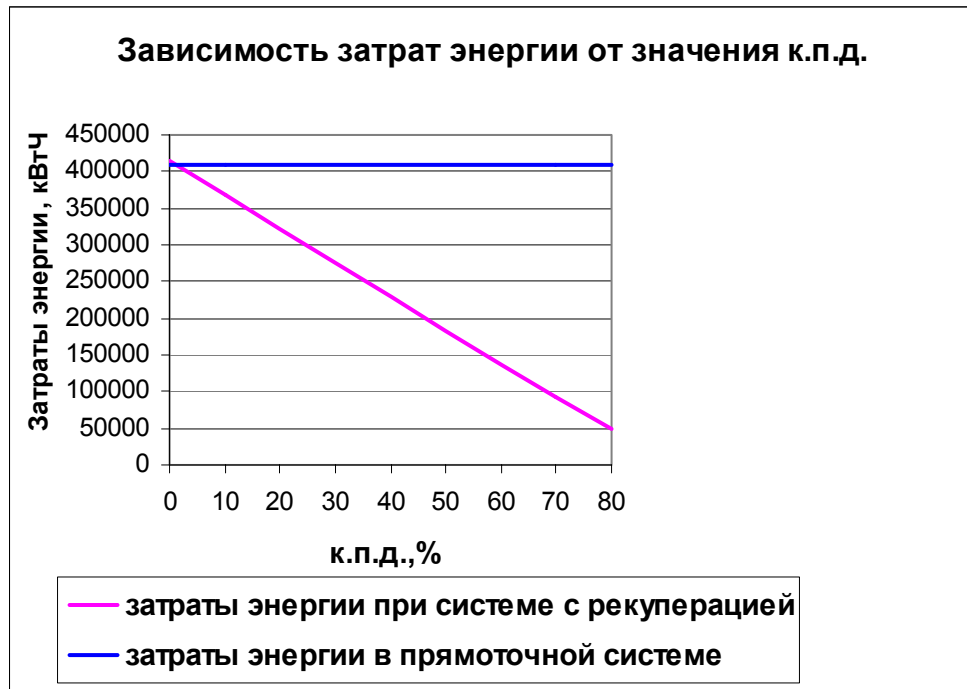
4. При $\eta = 70\%$ получаем $Q_{рот} = 92406,9 \text{ кВтч}$. Затраты энергии на прямооточную вентиляцию $Q_{пр} = 409360 \text{ кВтч}$. (рис. 2.30):

Рисунок 2.30



Из графиков видно, что при снижении значения температурного к.п.д. ротора повышаются затраты энергии на нагрев воздуха. Построим зависимость затрат энергии от значения температурного к.п.д. (рис. 2.31):

Рисунок 2.31



Как видно из графика (рис. 2.31), при $\eta = 0$ затраты энергии в системе с ротором больше затрат при прямоточной системе, это происходит из-за того, что при проходе воздуха через ротор происходит потеря давления.

2.7. Выводы по главе

Для технических разработок, направленных на повышение эффективности работы вентиляции потребовалось создание математической модели роторного рекуператора тепла. Выявлены основные факторы, от которых зависит эффективность работы приточно-вытяжной установки, предложены методики расчета коэффициента полезного действия.

Полученные результаты позволяют сделать следующие выводы:

1. Для расчета и обоснования технико-экономических решений по увеличению коэффициента полезного действия системе вентиляции с роторной рекуперацией тепла установки разработаны модели роторного рекуператора (модель короткого ротора, линейная модель длинного ротора, экспоненциальная модель длинного ротора), удовлетворительно описывающие основные свойства объекта.
2. Установлена зависимость перетока воздуха из вытяжного в приточный канал ротора от скорости вращения ротора рекуператора. Переток является ограничением при повышении скорости вращения ротора.
3. Показано, что к.п.д. роторного рекуператора не зависит от температуры воздуха. Максимально достижимое при эксплуатации значение к.п.д. ограничивается скоростью вращения ротора $\omega_{кр} = 2 \cdot \pi \cdot n \cdot v / l$, определенной из условия допустимого перетока.
4. Предложена методика для определения годовой экономии энергии при использовании роторного рекуператора тепла на основе распределения время стояния температур наружного воздуха в течение года с учетом затрат на рекуперацию.

3. Исследование экономической эффективности применения приточно-вытяжной установки с роторной рекуперацией тепла

3.1. Определение среднегодовой доходности инвестиций

3.1.1. Выбор методики анализа экономической эффективности

Для оценки среднегодовой доходности инвестиций предлагается годовой индекс доходности инвестиций (ГДИ) [35]. Период эксплуатации установки разбивается на временные интервалы (обычно на годы). Годовая доходность инвестиций определяет преобладание доходов над расходами за период владения и определяется по формуле (3.1):

$$\text{ГДИ} = \frac{\sum_{t=1}^T I_t + R - \sum_{t=1}^T K_t}{T \cdot \sum_{t=1}^T K_t}, \quad (3.1)$$

где t – номер временного интервала периода эксплуатации установки;
 T – период владения или эксплуатации приточно-вытяжной установки;

$\sum_{t=1}^T I_t$ – годовой доход от эксплуатации установки;

$\sum_{t=1}^T K_t$ – общая сумма капиталовложений в установку;

R – стоимость реверсии (стоимость продажи установки в конце срока эксплуатации).

Показатель среднегодовой доходности инвестиций используется в качестве критерия при сравнении проектов и выборе оптимального решения в случаях, когда есть единовременные инвестиции и долговременная эксплуатация. ГДИ обычно представляют графически в виде функции времени эксплуатации.

Затраты при устройстве систем вентиляции состоят из капитальных вложений (стоимость оборудования, доставка, монтаж) и затрат на эксплуатацию системы. Поэтому для оценки экономической эффективности применения приточно-вытяжных установок с роторной рекуперацией тепла используем показатель ГДИ.

3.1.2. Допущения, принятые при расчете

Для простоты примем годовой доход от эксплуатации установки с рекуперацией тепла (экономия затрат энергии по сравнению с прямоточной системой) постоянным и равным I , общие капитальные вложения равными K , шаг временного интервала равный одному году.

Не будем учитывать, что система вентиляции может не эксплуатироваться в нерабочее время, т.е. выключаться на ночь и в выходные дни. Среднегодовая доходность инвестиций определяется при непрерывной работе системы вентиляции в течение года.

Пренебрежем тем, что в разные года время стояния определенной температуры может меняться, поэтому затраты энергии за год при использовании систем вентиляции будем считать неизменными.

3.1.3. Расчет среднегодовой доходности инвестиций

В случае эксплуатации систем вентиляции, стоимость реверсии равна 0 ($R=0$), т.к. оборудование в конце срока эксплуатации не будет продаваться. Тогда из (3.1) в этом случае справедлива формула (3.2):

$$ГДИ = \frac{I - \sum_{t=1}^T K_t}{T \cdot \sum_{t=1}^T K_t}, \quad (3.2)$$

где I – постоянный годовой доход от эксплуатации объекта, определяемый по формуле (3.3):

$$I = (Q_{np} - Q_{pom}) \cdot a, \quad (3.3)$$

где $(Q_{np} - Q_{pom})$ - экономия затрат энергии при использовании рекуперационной установки по сравнению с прямоточной системой, кВтч; Q_{np} – суммарное количество затрат энергии необходимое для подогрева приточного воздуха в прямоточной системе вентиляции, затрачиваемое за год, кВтч; Q_{pom} - суммарное количество затрат энергии необходимое для подогрева воздуха после рекуперационной установки, затрачиваемое за год, кВтч; a - тариф оплаты электроэнергии, руб./кВт ч.

$\sum_{t=1}^T K_t$ - общая сумма капиталовложений, руб., которая определяется по формуле (3.4):

$$\sum_{t=1}^T K_t = S + \beta \cdot S, \quad (3.4)$$

где S – стоимость установки, руб.; β - процент, который составляет уход за установкой от стоимости установки.

Годовая доходность инвестиций определяется по формуле (3.5):

$$ГДИ = \frac{(Q_{np} - Q_{pom}) \cdot a - (S + \beta \cdot S)}{T \cdot (S + \beta \cdot S)}. \quad (3.5)$$

Расчетный срок эксплуатации приточно-вытяжной установки GOLD (по данным производителя) составляет 20 лет. Только в первый год присутствуют капитальные вложения, а во все последующие года учитывается только уход за системой вентиляции.

Определим среднегодовой доход инвестиций при использовании приточно-вытяжной установки. Стоимость установки GOLD31: $S=600000$ руб; $\beta=2,5\%$; $a=0,97$ руб/кВтч.

1. при $\eta = 85\%$: Результаты расчета представлены в табл. 3-1 и на рисунке 3.1.

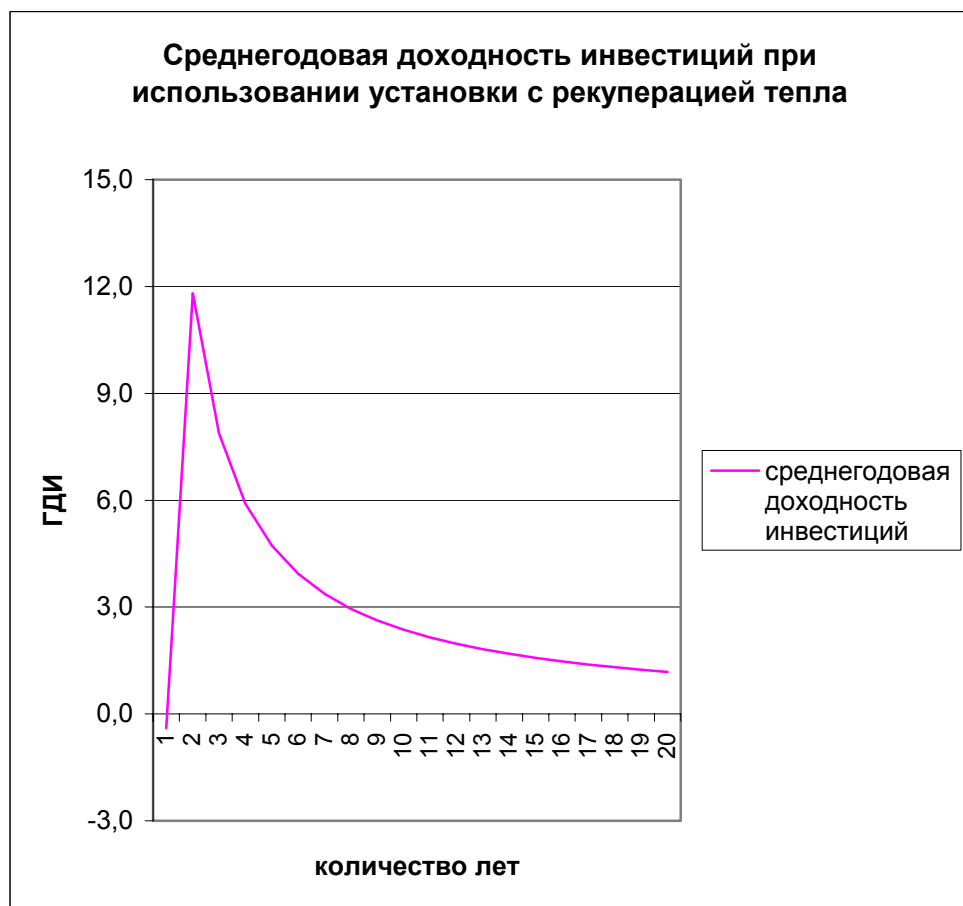
$$Q_{np} = 409360 \text{ кВтч}; \quad Q_{pom} = 28610,3 \text{ кВтч}; \quad (Q_{np} - Q_{pom}) = 380749,7 \text{ кВтч}.$$

Таблица 3-1

кол-во лет	ГДИ
1	-0,4
2	11,8
3	7,9
4	5,9
5	4,7
6	3,9

7	3,4
8	3,0
9	2,6
10	2,4
11	2,1
12	2,0
13	1,8
14	1,7
15	1,6
16	1,5
17	1,4
18	1,3
19	1,2
20	1,2

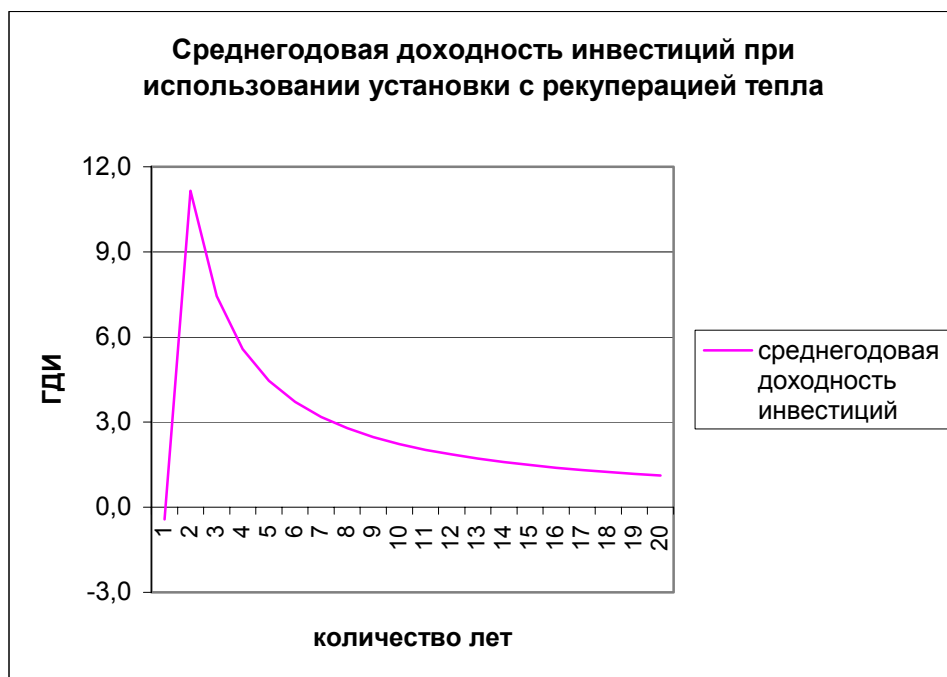
Рисунок 3.1



2. при $\eta = 80\%$ (рис. 3.2):

$$Q_{np} = 409360 \text{ кВтч} ; Q_{пот} = 48935 \text{ кВтч} ; (Q_{np} - Q_{пот}) = 360425 \text{ кВтч} .$$

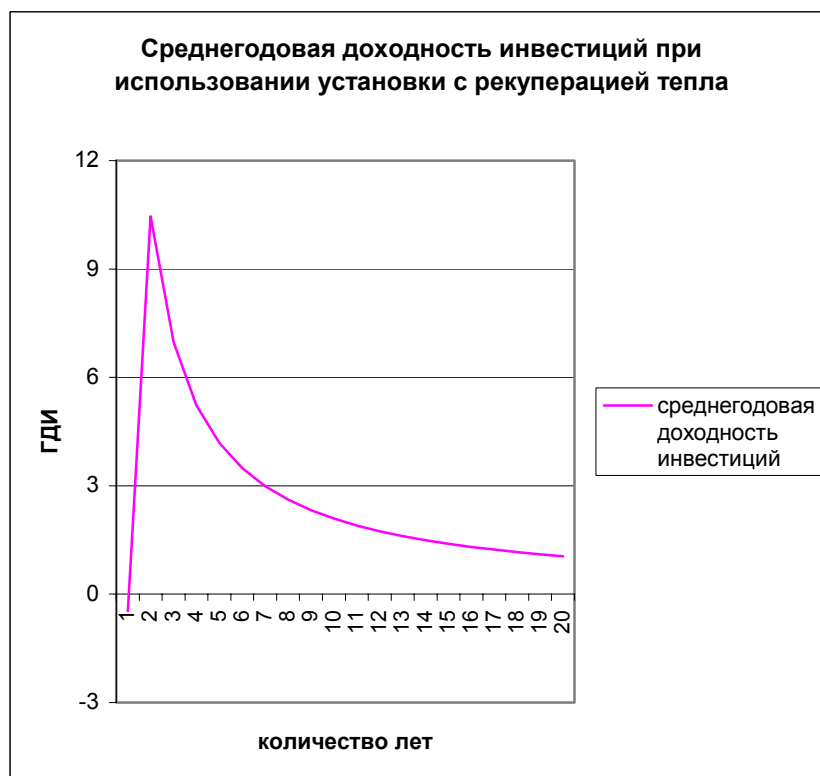
Рисунок 3.2



3. при $\eta = 75\%$ (рис. 3.3):

$$Q_{np} = 409360 \text{ кВтч}; Q_{пот} = 70362,8 \text{ кВтч}; (Q_{np} - Q_{пот}) = 338997,2 \text{ кВтч}.$$

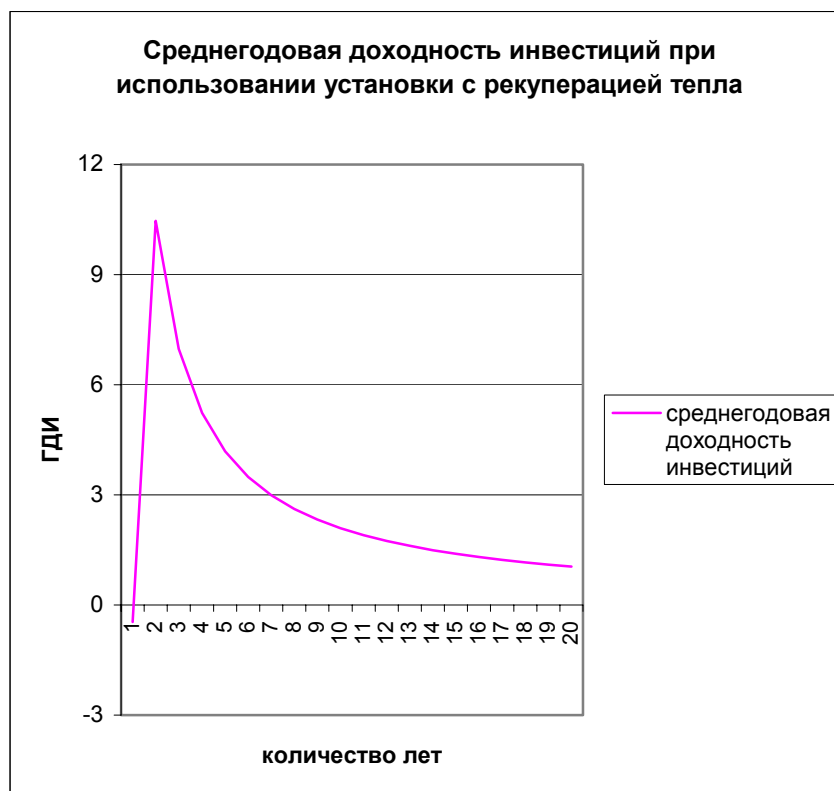
Рисунок 3.3



4. при $\eta = 70\%$ (рис. 3.4):

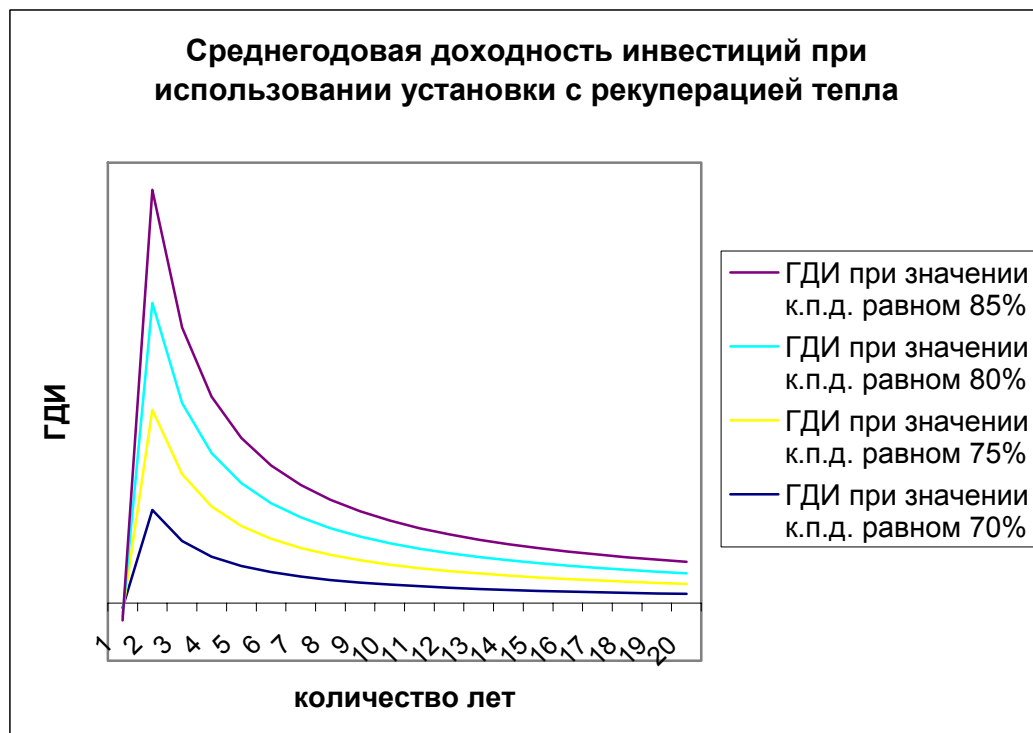
$$Q_{np} = 409360 \text{ кВтч}; Q_{пот} = 92406,9 \text{ кВтч}; (Q_{np} - Q_{пот}) = 316953,1 \text{ кВтч}.$$

Рисунок 3.4



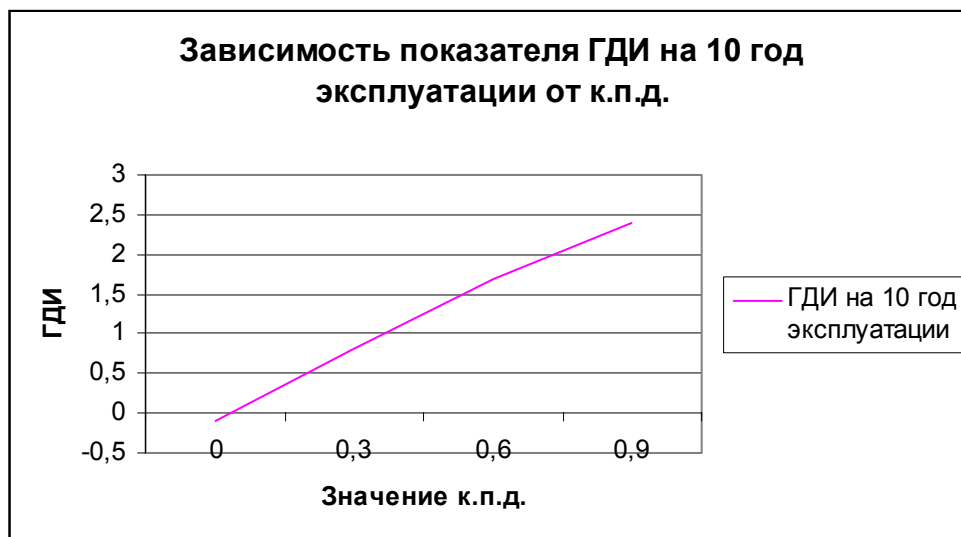
Как видно из графиков, показатель среднегодовой доходности инвестиций понижается с уменьшением значения температурного к.п.д. (рис. 3.5):

Рисунок 3.5



Определим зависимость показателя среднегодовой доходности инвестиций при разных значениях к.п.д на 10 год эксплуатации установки (рис.3.6):

Рисунок 3.6

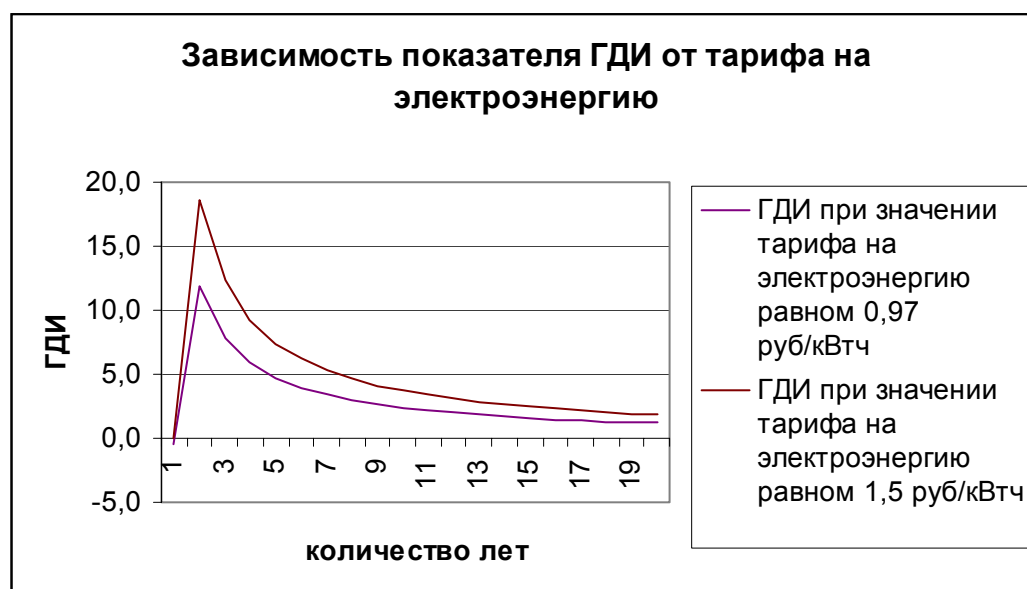


Показатель среднегодовой доходности инвестиций (ГДИ) представляет собой отношение общего дохода за период владения недвижимостью к величине капитала, вызвавшего этот доход, с учетом времени владения недвижимостью. Показатель ГДИ может быть вычислен для любого инвестиционного проекта, с любой зависимостью доходов и инвестиций от времени.

Для проектов с долговременной отдачей с увеличением срока владения ГДИ асимптотически приближается к годовой отдаче. Абсцисса, соответствующая ГДИ=0 есть срок окупаемости данного инвестиционного проекта. Значение ГДИ в течение первого года отрицательно, т.к. капитальные вложения превосходят доход от эксплуатации установки.

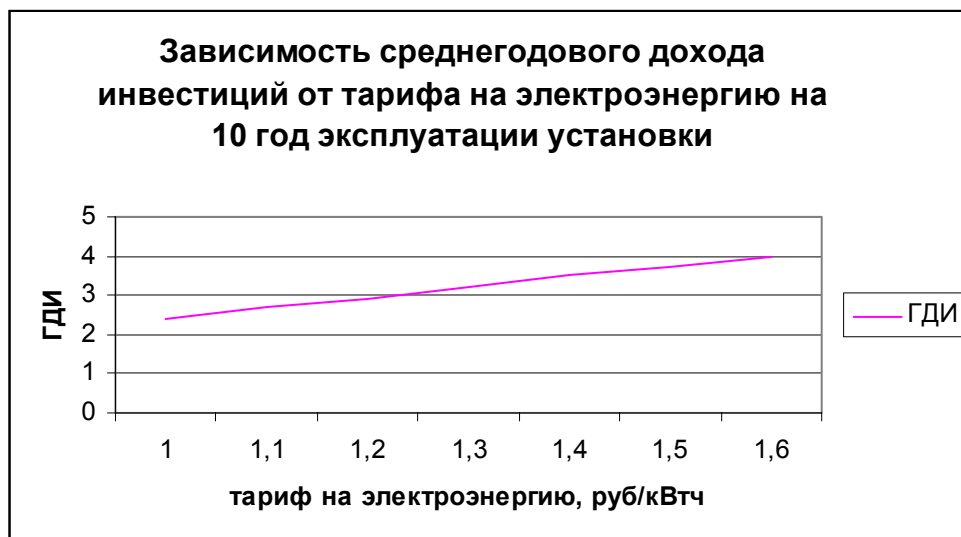
Сравним показатели ГДИ в случае повышения тарифов на электроэнергию (рис. 3.7): $\eta = 85\%$, при $a=0,97$ руб/кВтч и при $a=1,5$ руб/кВтч.

Рисунок 3.7



При увеличении тарифов на электроэнергию показатель среднегодовой доходности инвестиций будет расти (рис. 3.8).

Рисунок 3.8



При постоянном повышении цен на энергоноситель использование энергосберегающей приточно-вытяжной установки с рекуперацией тепла очень эффективно и со временем станет безальтернативной необходимостью.

3.2. Выводы по главе

Для технических разработок, направленных на повышение эффективности вентиляции, потребовался анализ экономической эффективности роторной рекуперации тепла. Выявлены основные факторы, от которых зависит эффективность приточно-вытяжных установок, предложена методика расчета экономической эффективности применения роторного рекуператора тепла. Методика заключается в сравнении систем вентиляции без рекуператора и с рекуператором. При этом учитываются дополнительные затраты на рекуперацию в виде потери напора и мощности двигателя. Используется среднегодовое распределение температур по длительности стояния.

Полученные результаты позволяют сделать следующие выводы:

1. Разработана методика оценки экономической эффективности применения систем с роторной рекуперацией тепла. В определении эффективности использован показатель годовой доходности инвестиций.
2. Эффективность работы установки зависит от значения коэффициента полезного действия. Чем выше значение к.п.д., тем больше значение показателя среднегодовой доходности инвестиций.
3. Показано, что при использовании роторного рекуператора тепла происходит большая экономия затрат энергии. При значении коэффициента полезного действия равным 85% $\eta = 85\%$ затраты энергии при приточной системе вентиляции составляют $Q_{np} = 409360 \text{ кВтч}$, а затраты энергии в системе вентиляции с роторной рекуперацией тепла составляют $Q_{рот} = 28610,3 \text{ кВтч}$. Таким образом, затраты энергии при приточной системе больше в 14,3 раза.
4. Показано, что при увеличении тарифов на электроэнергию среднегодовая доходность инвестиций возрастает, поэтому применение установок вносит большой вклад в энергосбережение.

Заключение

Актуальность работы определяется необходимостью исследования энергосберегающего оборудования и определение его экономической эффективности. В данной работе рассмотрена энергосберегающая приточно-вытяжная установка с роторной рекуперацией тепла. Повышение коэффициента полезного действия приводит к энергосбережению, что в свою очередь имеет большое значение для экономики страны.

Проведенный анализ показал, что для исследования роторной рекуперации тепла нет теоретической базы и отсутствуют рекомендации по определению к.п.д.

В имеющихся публикациях по данной тематике используется, как правило, упрощенный подход к анализу зависимостей к.п.д. от конструкции роторного рекуператора и параметров системы вентиляции.

Технические и экономические разработки, направленные на повышение эффективности систем вентиляции невозможны без изучения физической сути процесса рекуперации. Описанные в литературе характеристики приточно-вытяжных установок с роторной рекуперацией тепла в большей степени относятся к отражению экспериментальных данных без достаточного теоретического анализа течения воздуха в каналах ротора.

Проведен технический и экономический анализ системы с роторной рекуперацией тепла.

Основные научные и практические результаты, полученные в работе, заключаются в следующем:

1. Для расчета и обоснования технико-экономических решений по увеличению коэффициента полезного действия в системе вентиляции с роторной рекуперацией тепла разработаны модели роторного рекуператора (модель короткого ротора, линейная модель длинного ротора, экспоненциальная модель длинного ротора), удовлетворительно описывающие основные свойства объекта.
2. Показано, что к.п.д. роторного рекуператора не зависит от температуры воздуха. Максимально достижимое при эксплуатации значение к.п.д. ограничивается скоростью вращения ротора $\omega_{кр} = 2 \cdot \pi \cdot n \cdot v / l$, определенной из условия допустимого перетока.
3. Предложена методика для определения годовой экономии энергии при использовании роторного рекуператора тепла на основе распределения времени стояния температур наружного воздуха в течение года с учетом затрат на рекуперацию.
4. Показано, что при использовании роторного рекуператора тепла происходит большая экономия затрат энергии. При эксплуатационно-достижимом значении коэффициента полезного действия равном $\eta = 85\%$ затраты энергии в системе вентиляции с роторной рекуперацией тепла сокращаются в 14,3 раза по сравнению с приточной системой вентиляции.
5. Предложена методика оценки доходности инвестиций в системах вентиляции с роторной рекуперацией тепла. Показана зависимость доходности инвестиций от коэффициента полезного действия роторного рекуператора тепла и тарифов на электроэнергию.
6. Задачами дальнейших исследований являются уточнение расчетов при некруглосуточной работе установки и работы установки с переменным расходом.

Список использованных источников

1. СНиП 2.04.05-91. Отопление, вентиляция, кондиционирование. Госстрой России, М. 1999, -72 с.
2. СНиП II-3-79. Строительная теплотехника. М.:Госстрой России, 1998 – 28 с.
3. СНиП 23-01-99. Строительная климатология. М.: Госстрой России, 2000, -57с.
4. СНиП II-3-77. Защита от шума. Нормы проектирования. М.: Стройиздат. 1978, - 48 с.
5. ГОСТ 30494-96. Здания жилые и общественные. Параметры микроклимата в помещениях. Межгосударственный стандарт. 1999, - 14 с.
6. СанПиН 2.2.4. 548-96. Гигиенические требования к микроклимату производственных помещений. Информационно-издательский центр Минздрава России. 1997, - 20 с.
7. СНиП 2.08.02-89. Общественные здания и сооружения. М.: Госстрой России. 1999, - 41с.
8. СНиП 21-01-97. Пожарная безопасность зданий и сооружений. Госстрой России. М.: 1999-16 с.
9. ГОСТ Р 51251 – 99. Фильтры очистки воздуха. Классификация. Маркировка. Введ 2000-01-01.
- 10.ГОСТ Р 50766 - 95. Помещения чистые. Классификация. Методы аттестации. Введ. 1996-01-01.
- 11.ГОСТ 12.1.005-88. Воздух рабочей зоны. Общие санитарно-гигиенические требования. М.: Государственный комитет СССР по стандартам, 1988, 75 с.
12. Отопление и вентиляция: Учеб. Пособие для строит. вузов и фак. по спец. «Теплогазоснабжение и вентиляция». В 2-х ч. Ч.2. Вентиляция. - М.: Высш. шк., 1984.-263с., ил.
- 13.Инженерные сети, оборудование зданий и сооружений: Учебник/ Е.Н.Бухаркин, В.М.Овсянников, К.С.Орлов и др.; Под ред. Ю.П.Соснина. - М.: Высшая школа, 2001 - 415 с. ил.
14. Ананьев В.А., Балужева Л.Н., Гальперин А.Д., Городов А.К., Еремин М.Ю. Системы вентиляции и кондиционирования. Теория и практика. Учебное пособие – М.: «Евроклимат», издательство «Арина». 2000 – 416 с.
- 15.Меклер В.Я., Овчинников П.А. Вентиляция и кондиционирование воздуха на машиностроительных заводах. – М.: Машиностроение, 1980.
16. Л.В. Канторосич, В.И. Крылов Приближенные методы высшего анализа. – Москва, 1950.
- 17.Б.М.Яворский, А.А.Детлаф. Справочник по физике для инженеров и студентов ВУЗов. Москва, 1968.
18. Внутренние санитарно-технические устройства. Часть 3. Вентиляция и кондиционирование воздуха (Справочник проектировщика). - М.: Стройиздат, 1992. – 416 с.
- 19.Б. В. Баркалов, Е.Е. Карпис. Кондиционирование воздуха в промышленных, общественных и жилых зданиях. М.: Стройиздат, 1982.
- 20.Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. Теплопередача. – М.: Энергоиздат, 1981.

21. Справочник проектировщика. 4.3. Вентиляция и кондиционирование воздуха. Под ред. Н.Н.Павлова и Ю.И.Шиллера. М.: Стройиздат. 1992.
22. Обоснование схем вентиляции производственных участков с рециркуляцией воздуха и рекуперацией тепла. - Н.З.Битколов., 2002.
23. Тананаев А.В. Течение в каналах МГД-устройств. – М.:Атомиздат, 1979. - 364 с.
24. Чугаев Р.Р. Гидравлика: Энергоиздат. Ленинград, 1982.
25. Бондаренко В.В. НТУ "АРК Энергосервис". Энергосберегающие технологии при автоматизации процессов управления вентиляцией, отоплением и горячим водоснабжением [Электронный ресурс] / В.В. Бондаренко.-Электрон. текстовые дан. (1 файл : 172 Кб) // Материалы ...21-24 апреля 2002 г. [Электронный ресурс] / Санкт-Петербургский государственный технический университет.-Б.м., Б.г.-Загл. с титул. экрана.-Электрон. версия печ. публикации .-Свободный доступ из сети Интернет.-Adobe Acrobat Reader 4.0 .- <URL:ftp://ftp.unilib.neva.ru/dl/000880.pdf>.
26. Макеев П.В. ПНИПКУ "Венчур". Современные европейские приборы измерения температуры и давления для теплоснабжения и вентиляции на примере немецкой фирмы Wika [Электронный ресурс] / П.В. Макеев.-Электрон. текстовые дан. (1 файл : 89,8 Кб) // Материалы ...21-24 апреля 2002 г. [Электронный ресурс] / Санкт-Петербургский государственный технический университет.-Б.м., Б.г.-Загл. с титул. экрана.-Электрон. версия печ. публикации .-Свободный доступ из сети Интернет.-Adobe Acrobat Reader 4.0 .- <URL:ftp://ftp.unilib.neva.ru/dl/000897.pdf>.
27. Пухкал В.А. ООО "Розенберг Норд-Вест". Оборудование систем вентиляции и кондиционирования воздуха концерна "Rozenberg ventilatoren GmbH" [Электронный ресурс] / В.А. Пухкал.-Электрон. текстовые дан. (1 файл : 337 Кб) // Материалы ...21-24 апреля 2002 г. [Электронный ресурс] / Санкт-Петербургский государственный технический университет.-Б.м., Б.г.-Загл. с титул. экрана.-Электрон. версия печ. публикации .-Свободный доступ из сети Интернет.-Adobe Acrobat Reader 4.0 .- <URL:ftp://ftp.unilib.neva.ru/dl/000912.pdf>.
28. Холмквист С.В. ЗАО "РМ Вент". Энергосберегающие вентиляционные установки РМ-Luft. Практический опыт применения в России [Электронный ресурс] / С.В. Холмквист.-Электрон. текстовые дан. (1 файл : 316 Кб) // Материалы ...21-24 апреля 2002 г. [Электронный ресурс] / Санкт-Петербургский государственный технический университет.-Б.м., Б.г.-Загл. с титул. экрана.-Электрон. версия печ. публикации .-Свободный доступ из сети Интернет.-Adobe Acrobat Reader 4.0 .- <URL:ftp://ftp.unilib.neva.ru/dl/000930.pdf>.
29. Уткин В.В. ООО "Компания ДАК". Все виды энергосбережения в одной системе кондиционирования [Электронный ресурс] / В.В. Уткин.-Электрон. текстовые дан. (1 файл : 327 Кб) // Материалы ...21-24 апреля 2002 г. [Электронный ресурс] / Санкт-Петербургский государственный технический университет.-Б.м., Б.г.-Загл. с титул. экрана.-Электрон. версия печ. публикации .-Свободный доступ из сети Интернет.-Adobe Acrobat Reader 4.0 .- <URL:ftp://ftp.unilib.neva.ru/dl/000928.pdf>.
30. Рекуперация воздуха: мода или необходимость? – Журнал АВОК «Вентиляция. Отопление. Кондиционирование», № 2, 2002.

31. Вентиляция промышленных и общественных зданий с использованием оборудования NOVAL. – Журнал «Кондиционирование. Вентиляция воздуха», №5, 2001.
32. Руководство по проектированию эффективной вентиляции. – Журнал «АВОК», №1, 2003.
33. Тепло, комфорт, энергосбережение. – Журнал «Мир Климата», №2 2002.
34. Уонг Х. Основные формулы и данные по теплообмену для инженеров. М.: Атомиздат, 1979.
35. Организация и управление строительства. Основные понятия и термины. Под редакцией Васильева А.А. – Москва, 1998.
36. Определение технико-экономической эффективности систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха. Учеб. Пособие. – Рига, 1987.
37. Виленский П.Л., Лившиц В.Н., Смоляк С.А. Оценка эффективности инвестиционных проектов: Теория и практика: Учеб.- прак. пособие. – М.: Дело, 2001. – 832с.
38. Климатотехника наших дней. Режим доступа [<http://www.inrost.ru/library/articles/central/nowadays/index.html>].
39. Центральные кондиционеры и приточно-вытяжные установки. Режим доступа [http://www.ventss.ru/centrcond_pvustan.htm].
40. Приточные и приточно-вытяжные установки – Новейшие технологии. Режим доступа [<http://www.new-tech.ru/vent2.htm>].
41. Приточно-вытяжные вентиляционные установки. Режим доступа [<http://www.soglasie.msk.ru>].
42. Компактные приточно-вытяжные установки с регенерацией тепла. Режим доступа [<http://www.ages.ru/tech/heru.htm>].
43. Классификация систем вентиляции. Режим доступа [<http://www.inrost.ru/library/articles/apic/03ventclasses.html>].
44. Инженерное оборудование. Режим доступа [http://www.eneq.ru/prod_elements/fans/akor.html].