

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации  
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования  
«Южно-Уральский государственный университет  
(национальный исследовательский университет)»  
Институт «Архитектурно-строительный»  
Кафедра «Градостроительство, инженерные сети и системы»

ПРОЕКТ ПРОВЕРЕН

Рецензент

Начальник отдела ОВ2

\_\_\_\_\_ Шитякова Е.В.

\_\_\_\_\_ 2021 г.

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ

Заведующий кафедрой,

к.т.н., доцент

\_\_\_\_\_ Д.В. Ульрих

\_\_\_\_\_ 2021 г.

«Исследование вопросов проектирования систем вентиляции с  
переменным расходом воздуха»

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА  
К ВЫПУСКНОЙ КВАЛИФИКАЦИОННОЙ РАБОТЕ  
ЮУрГУ – 08.04.01.2021.046.00. ПЗ ВКР

Руководитель проекта:

к.т.н., доцент

\_\_\_\_\_ Нагорная А.Н.

\_\_\_\_\_ 2021 г.

Автор проекта:

студент группы АС-228

\_\_\_\_\_ Земскова А.Д.

\_\_\_\_\_ 2021 г.

Нормоконтролер:

к.т.н., доцент

\_\_\_\_\_ Нагорная А.Н.

\_\_\_\_\_ 2021 г.

## АННОТАЦИЯ

Земскова А.Д. Пояснительная записка к дипломной работе. Исследование вопросов проектирования систем вентиляции с переменным расходом воздуха – Челябинск: ЮУрГУ, АС – 228, 2021, с 78, библиогр. список – 20 наим., 9 листов чертежей ф.А1

В данном дипломном проекте проведено исследование вопросов проектирования систем вентиляции с переменным расходом воздуха. Для гостиничных номеров запроектирована система вентиляции с переменным расходом воздуха с использованием клапанов переменного расхода. Для помещения ресторана запроектирована система вентиляции с переменным расходом воздуха с применением датчиков концентрации CO<sub>2</sub>.

Основная часть включает в себя анализ проблем при применении системы с переменным расходом воздуха, проведена исследовательская работа для определения зависимости коэффициентов местных сопротивлений от расхода, запроектированы системы с переменным расходом воздуха, проведены аэродинамические расчеты, рассчитана экономическая часть.

Дипломный проект выполнен в соответствии с государственными стандартами на курсовое проектирование.

					<b>08.04.01.2021.046 ПЗ ВКР</b>			
Изм.	Лист		Подпись	Дата				
Зав.Каф.	Ульрих Д.В.				Исследование вопросов проектирования систем вентиляции с переменным расходом воздуха	Стадия	Лист	Листов
Н.контр.	Нагорная А.Н.					ДП	3	
Руководит.	Нагорная А.Н.					Кафедра ГИСиС		
Консультант								
Студент	Земскова А.Д.							

## ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	5
1. АНАЛИЗ ПРИНИМАЕМОЙ СИСТЕМЫ ВЕНТИЛЯЦИИ.....	6
2. ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКАЯ РАБОТА.....	28
3. ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ.....	32
4. ПРИМЕНЕНИЕ СИСТЕМ С ПЕРЕМЕННЫМ РАСХОДОМ ВОЗДУХА НА ПРИМЕРЕ ПЯТИЭТАЖНОЙ ГОСТИНИЦЫ.....	38
5. АЭРОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ.....	42
6 ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ.....	53
6.1 РАСЧЁТ ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ВНЕДРЕНИЯ СИСТЕМЫ ВЕНТИЛЯЦИИ С ПЕРЕМЕННЫМ РАСХОДОМ ВОЗДУХА ДЛЯ ГОСТИНИЧНЫХ НОМЕРОВ.....	53
6.2 РАСЧЁТ ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ВНЕДРЕНИЯ ДАТЧИКА УГЛЕКИСЛОГО ГАЗА В СИСТЕМУ ВЕНТИЛЯЦИИ ЗАЛА РЕСТОРАНА.....	56
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	59
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....	60
ПРИЛОЖЕНИЕ А.....	62
ПРИЛОЖЕНИЕ Б.....	67
ПРИЛОЖЕНИЕ В.....	70

					08.04.01.2021.046 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		4

## ВВЕДЕНИЕ

Системы с переменным расходом воздуха (VAV – Variable Air Volume), которыми лишь в последнее время начинают интересоваться в России, уже в течение нескольких лет широко используются в Америке и Западной Европе. Инвесторы и проектные компании в этих странах оценили преимущество возможности независимого для каждого отдельного помещения регулирования параметров вентиляции, а также возможность экономии капитальных и эксплуатационных затрат. Поэтому можно прогнозировать, что число осуществленных проектов с системами VAV будет непрерывно возрастать.

В СП 160.1325800.2014 «Здания и комплексы многофункциональные. Правила проектирования», а также в проект пересмотра базового свода правил СП 60.13330.2016 «Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха», уже внесены поправки с добавлением пунктов для проектирования систем вентиляции с переменным расходом воздуха.

В предложенном изменении №2 к СП 160.1325800.2014 «Здания и комплексы многофункциональные. Правила проектирования» внесено следующее предложение:

«В много функциональных зданиях для снижения потребления электроэнергии, а также сокращение расходов теплоты, холода и электроэнергии на тепловлажностную обработку воздуха следует предусматривать за счёт применения: систем с регулируемым переменным расходом воздуха».

В проекте пересмотра базового свода правил СП 60.13330.2016 «Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха» систематизированы требования к внутренним инженерным системам создания и обеспечения микроклимата помещений. Об этом сообщил министр строительства и жилищно-коммунального хозяйства Российской Федерации Ирек Файзуллин. Документом предусмотрены требования к адаптивным системам вентиляции (так называемая «вентиляция по потребности»), в которых осуществляется регулирование расходов приточного и рециркуляционного воздуха по датчикам углекислого газа и температуры в зависимости от реального заполнения помещения людьми или загрузки технологического оборудования. Такая вентиляция предназначена для общественных помещений (от торговых центров до вокзалов), где нагрузки на систему вентиляции сильно различаются в зависимости от времени суток и функционального назначения конкретных помещений. Именно из-за своего принципа работы адаптивная вентиляция, в первую очередь, экономит тепловую и электрическую энергию на подогрев и подачу вентиляционного воздуха соответственно.

					08.04.01.2021.046 ПЗ ВКР	Лист
						5
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

## 1. АНАЛИЗ ПРИНИМАЕМОЙ СИСТЕМЫ ВЕНТИЛЯЦИИ

При применении вентиляции с переменным расходом воздуха сокращаются эксплуатационные затраты тепла и электроэнергии, сопутствующие снижению расходов приточного и вытяжного воздуха.

Практическое применение количественного регулирования основывается на теоретических и экспериментальных исследованиях процессов и оборудования, специфического для количественного регулирования. Таким образом можно выделить 3 основные проблемы при проектировании систем вентиляции с переменным расходом воздуха:

1. Исследование оборудования и глубины регулирования для центрального регулирования производительности вентиляторов и зонального регулирования расходов ответвлений.

2. Исследование методов расчета систем воздухораспределения при переменных расходах воздуха.

3. Исследование методов расчета переменных аэродинамических режимов (ПАР) в разветвленных вентиляционных сетях.

Количественно-качественное регулирование предполагает снижение расхода при уменьшении нагрузки, но если такое снижение расхода ограничено, то при дальнейшем уменьшении нагрузки повышают температуру приточного воздуха.

Изменение расхода обычно достигают дросселированием потока, но могут применять и перепуск воздуха из приточного воздуховода в рециркуляционный.

Рассматривая закономерности изменения тепловой нагрузки помещения, анализируя составляющие и их изменение, определяют ее возможное минимальное значение. Поскольку нагрузку относят к расчетной величине и это отношение называют глубиной регулирования  $D$ , то определяют минимально возможную глубину регулирования  $D_{min}$ .

Рассмотрим подробнее основные проблемы при проектировании систем вентиляции с переменным расходом воздуха:

### 1.1 Глубина регулирования расхода воздуха

Тепловая нагрузка помещения включает различные составляющие, каждая из которых может быть постоянной или переменной. Значение нагрузки, по которому определяется расчетное количество воздуха, называется расчетным. Отношение текущей нагрузки к расчетной пропорционально при количественном регулировании отношению соответствующих расходов и называется глубиной регулирования. Эта величина определяется из анализа изменения нагрузки и ее составляющих.

					08.04.01.2021.046 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		6

Глубина регулирования всегда меньше единицы, а при знакопеременной нагрузке становится отрицательной. Чем сильнее снижается нагрузка (а значит, и расход), тем глубже регулирование и меньше величина, означающая глубину регулирования. В этом имеется определенное формальное противоречие.

Строго говоря, пропорциональность между расходом  $G$  и тепловой нагрузкой  $Q$  достигается при неизменности рабочей разности температур.

В общем виде глубина регулирования расхода может быть выражена как

$$D = \frac{G}{G_{\text{расч}}} = \left( \frac{Q}{Q_{\text{расч}}} \right) \div \left( \frac{\Delta t_p}{\Delta t_{p,\text{расч}}} \right) \quad (1.1.1)$$

где  $G$  – расход воздуха в настоящий момент времени, кг/с;

$G_{\text{расч}}$  – расчетный расход воздуха, кг/с;

$Q$  – тепловая нагрузка в настоящий момент времени, Вт;

$Q_{\text{расч}}$  – расчетная тепловая нагрузка, Вт;

$\Delta t_p$  – рабочая разность температур, °С;

$\Delta t_{p,\text{расч}}$  – расчетная рабочая разность температур, °С.

Минимально возможная глубина регулирования является разновидностью мгновенной и позволяет оценить наибольшее из возможных снижение нагрузки помещения. Для ее определения, анализируют возможные сочетания составляющих нагрузки, рассматривая как рабочие, так и нерабочие режимы в помещениях: предпусковые работы, отключение оборудования и пр.:

$$D_{\min} = d_{\min}(Q_{\Delta t}) \cdot p \cdot (Q_{\Delta t}) + d_{\min}(Q_{\text{рад}}) \cdot p \cdot (Q_{\text{рад}}) + d_{\min}(Q_{\text{об}}) \cdot p \cdot (Q_{\text{об}}) + p(Q = \text{const}) \quad (1.1.2)$$

где  $d_{\min}$  – локальная минимально возможная глубина регулирования;

$Q_{\text{об}}$  – тепло, выделяемое в помещение при работе технологического оборудования, Вт;

$Q_{\text{рад}}$  – тепло, выделяемое в помещение от солнечной радиации, Вт;

$Q_{\Delta t}$  – тепло, выделяемое в помещение при рабочей разности температур, Вт;

$p$  – доля каждой составляющей в расчетной тепловой нагрузке помещения.

Минимально возможная глубина регулирования имеет ряд санитарно-гигиенических и технологических ограничений, рассматриваемых ниже.

### **Ограничения глубины регулирования расхода.**

Они учитывают санитарно-гигиенические, технологические и другие требования к микроклимату помещения и системам, его обеспечивающим.

1. Санитарная норма подачи наружного воздуха  $V_{\text{нар.сан}}$  ограничивает расход приточного воздуха минимальной величиной

									Лист
									7
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	08.04.01.2021.046 ПЗ ВКР				

$$V_{\text{нар.сан}} = n_{\text{люд}} \cdot V_{\text{нар.сан}} / (1 - p_{\text{max}}) \quad (1.1.3)$$

$$D_{\text{min}}^{\text{доп}} = V_{\text{min}} \cdot V_{\text{расч}} \quad (1.1.4)$$

Обычно воздухообмен, определенный по избыточному теплу, может быть снижен до санитарной нормы. Такое снижение достигает 30 - 40% в конторских помещениях, 20 - 25% в аудиториях; 50% в библиотеках и музеях; 35% в лабораториях; 30% в больницах, 50% в торговых помещениях; 50% в жилых помещениях (при некурящих) и 30% (с курящими).

2. При наличии систем локализующей вентиляции расход приточного воздуха должен быть не менее производительности всех местных отсосов, или не менее количества воздуха, необходимого для разбавления до предельно допустимой концентрации (п.д.к.) каждого из прорывающихся в помещение вредных веществ не однонаправленного действия

$$V_{\text{min}} > V_{\text{м.о.}}$$

или

$$V_{\text{min}} \geq V_{\text{пр.и}} \cdot (1 - \eta_{\text{м.о.}}) \div (\chi_{\text{п.д.к.}} - \chi_{\text{пр.и}}) \quad (1.1.5)$$

3. Создание комфортных условий в помещении в отношении равномерности подвижности и температуры и возможности системы воздухораспределения ограничивают расход: например, в работе приводится  $D_{\text{min}} = 0,33$ . Здесь же отметим, что в первом приближении:

$$D_{\text{min}}^{\text{доп}} = \frac{\omega_{\text{в.мин}}}{\omega_{\text{в.мак}}} \quad (1.1.6)$$

4. Недостаточная герметичность конструкций направляющих аппаратов и дроссельных клапанов ограничивает снижение расхода величиной  $D_{\text{min}}^{\text{доп}} = 0,20 \div 0,30$ .

5. В помещениях с повышенными акустическими требованиями нужно учитывать, что уровень шума возрастает при дросселировании расхода воздуха, это является причиной ограничения снижения расхода.

6. Специальные технологические требования ограничивают в ряде случаев подвижность воздуха, кратность воздухообмена и т.д. Эти требования, однако, не всегда обоснованы испытаниями технологических СКВ.

7. Ограничение технических возможностей оборудования фирмы «ВЕЗА». При регулировании скорости вращения вентилятора с помощью преобразователя частоты допускается снизить расход воздуха до минимальной скорости, эта скорость соответствует 30 Гц на выходе из преобразователя частоты.

Для одновременного учета всех или некоторых из вышеперечисленных ограничений снижения расхода выбирают наибольшее из полученных значений

						08.04.01.2021.046 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			8

$V_{min}^{доп}$  и  $D_{min}^{доп}$ . Если снижение тепловой нагрузки помещения, характеризуемое величиной  $D_{min}^{доп}$  меньше, чем допустимое снижение расхода ( $D_{min} > D_{min}^{доп}$ ), то применяют количественное регулирование температурного режима, если  $D_{min} < D_{min}^{доп}$  - то количественно-качественное.

В помещениях административных и общественных зданий может быть переменная заполняемость. Это характерно для зрительных залов кинотеатров, клубов, дворцов культуры, лекционных, читальных и зрелищно-спортивных залов, залов заседаний и др. Чем большую долю составляет статистически изменяющаяся нагрузка в расчетной нагрузке помещения, тем большее значение имеет статистический анализ этой составляющей.

При определении расчетной нагрузки различных залов обычно принимают 100-процентную заполняемость. Колебания заполняемости создают запас в системе вентиляции. К тому же для помещений с кратковременным и периодическим режимом работы запас увеличивается, если не учитывается аккумуляция тепла ограждениями и оборудованием помещения.

#### Результаты анализа характерных составляющих тепловой нагрузки помещения.

Неглубокое регулирование ( $D > 0,75$ ) характерно в основном для производственных помещений с относительно мало изменяющейся технологической нагрузкой, в производствах с постоянным технологическим режимом, при отсутствии или ограниченной площади остекленных поверхностей и малой доле радиации в тепловой нагрузке помещения.

Глубокое регулирование ( $D = 50 \div 0,75$ ) требуется в помещениях административных и общественных зданий с относительно постоянными внутренними тепловыделениями, когда наружные составляющие имеют значительную долю в тепловой нагрузке. Совмещение отопления с СКВ или СВ увеличивает глубину регулирования. Количественное регулирование экономически целесообразно. При выборе метода регулирования должны учитываться ограничения снижения расхода.

Очень глубокое регулирование ( $D < 0,50$ ) требуется тогда, когда сильно изменяются как наружные, так и технологические составляющие тепловой нагрузки помещения. При глубоком снижении нагрузки уменьшение расхода воздуха обычно ограничено, в этом случае применяют количественно-качественное регулирование.

					08.04.01.2021.046 ПЗ ВКР	Лист
						9
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		



Указанные границы хотя и носят в известной мере условный характер, однако помогают оценить характерные интервалы колебания тепловой нагрузки помещения.

## 1.2 Проблема воздухораспределения при изменении расхода Распределение воздуха в объектах СПР.

Особенности воздухораспределения (ВР) заключаются главным образом в непостоянстве характеристик приточных струй, вызываемом переменностью расхода приточного воздуха. От системы требуется обеспечить заданные параметры воздуха в рабочей (обитаемой) зоне помещений независимо от типа системы и способа управления. В СПР стабилизация температурного режима путем управления расходом приводит к неконтролируемому изменению подвижности воздуха. Последняя является нормируемой величиной, и ее обеспечение становится в СПР важной задачей.

Нормируемые скорости приводятся для разных условий в СП 60.13330.2018. Из этих данных следует, что нормирование скоростей ведется по-разному: в одних случаях нижний предел скоростей не ограничен, в других – изменение скорости ограничено как верхним, так и нижним пределами. Отсутствие ограничений минимальной скорости, по данным многих исследователей, считается недостатком нормирования, так как скорость ниже 0,1 м/с (порог чувствительности) создает дискомфорт. В то же время для СПР такое нормирование расширяет диапазон применения существующих воздухораспределительных устройств (ВРУ).

При изменении расхода воздуха может происходить перестройка всей аэродинамической обстановки в помещении. Если полагать, что источники теплоты, влаги и механизмы объекта существенно не влияют на циркуляцию воздуха, то основной причиной перестройки можно считать изменение условий истечения струи.

Для расходов и эквивалентных диаметров в вентиляционной технике движение (по  $Re$ ) струи всегда турбулентно. Основной характеристикой неизотермичности приточных струй является число Архимеда – на истечении  $Ar_0$  и текущий  $Ar_x$ , предложенный М.И. Гримитлиным. Для текущего относительного расхода воздуха  $\bar{G}_{B_1}$  число Архимеда изменяется по отношению к расчетному в  $\bar{G}_{B_i}^2$  раз. Струя, рассматриваемая на истечении как изотермическая ( $Ar_0 \leq 0,001$ ), по мере сокращения расхода становится все более неизотермической. Условия испытания ВРУ могут ограничивать число Архимеда на истечении (например

					08.04.01.2021.046 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		10

$Ar_{0\ max} = 0,005 \div 0,01$ ). В этом случае минимальный относительный расход ограничен:

$$\bar{G}_{B.min} = \sqrt{Ar_{0\ расч}/Ar_{0\ max}} \quad (1.2.5)$$

где:  $Ar_{0\ расч}$  – расчетное число Архимеда;

$Ar_{0\ max}$  – максимальное число Архимеда.

М.И. Гримитлин обобщил исследования по определению точки отрыва горизонтальной настилающейся неизотермической струи. Благодаря введенному текущему значению  $Ar_x$ , им определены условия отрыва:  $Ar_x$  осесимметричных струй – при  $Ar_x = 0,30$ , для плоских струй – при  $Ar_x = 0,23$ , для веерных струй – при  $Ar_x = 0,18$ . По этим данным можно определить минимальный относительный расход, при котором приточная струя будет настилаться на длине  $x$  от выпуска. Для осесимметричных струй из круглых отверстий диаметром  $d_0$  или прямоугольных отверстий  $b_0 \times h_0$ . (где  $b_0 < 10h_0$ ) эквивалентным диаметром  $d_{0\ экв} = 1,13\sqrt{b_0 \cdot h_0}$

$$\bar{G}_{B.min} = 660 \cdot F_0 \cdot \frac{\sqrt{n \cdot \Delta t_0 \cdot \frac{x^2}{0,3 \cdot m^2 \cdot \sqrt{F_0}}}}{L_{B.max}} \quad (1.2.6)$$

Для веерных струй в формуле вместо 0,3 подставляют 0,18. Для плоских струй, истекающих из прямоугольных отверстий, при  $b_0 > 10h_0$ , отрыв струи на длине  $x$  произойдет при относительном расходе.

$$\bar{G}_{B.min} = 660 \cdot b_0 \cdot h_0 \cdot \frac{\sqrt{h_0 \cdot \Delta t_0 \cdot n \cdot \left(\frac{x}{h_0}\right)^3 / (0,23 \cdot m^2)}}{L_{B.max}} \quad (1.2.7)$$

В расчетах ВР настиание приточной струи при минимальном расходе должно происходить, строго говоря, не на всей длине вдоль перекрытия, а только на ее основной части ( $x_{отр} = 0,7 \div 0,8 x$ ). После отрыва струя, двигаясь наклонно, должна достичь стены до рабочей зоны. В этом случае в пределах рабочей зоны расчетная схема циркуляции может считаться неизменной.

Траектория оси приточной неизотермической струи зависит от  $Ar_0$ , темпа затухания осевой скорости и избыточной разности температур:

$$y/x = (0,6 \div 0,7) \cdot n \cdot Ar_0 \cdot \frac{(x/\sqrt{F_0})^2}{m^2} \quad (1.2.8)$$

Если поставить условие, чтобы во всем интервале изменения расхода воздуха «опасная точка» оставалась у стены на длине  $x$  от выпуска и на

расстоянии  $h - 2$  от перекрытия, то минимальный относительный расход при известных  $x$  и  $h$  можно вычислить по формуле

$$\bar{G}_{B.min} = \left( \frac{x}{\sqrt{F_0}} \right) \sqrt{(0,6 \div 0,7) \cdot x \cdot n \cdot \frac{Ar_{0.расч}}{[m^2 \cdot (h - 2)]}} \quad (1.2.9)$$

Свяжем среднюю подвижность воздуха в объеме помещения с расходом подаваемого воздуха. Допустив, что система "приточная струя – воздух помещения" консервативна и замкнута, скорость истечения  $V_0$  равномерна по площади отверстия  $F_0$ , а вытяжное отверстие находится вне действия струи, можно предположить, что вся кинетическая энергия секундной массы струи передается массе воздуха помещения:

$$G_B \cdot \frac{V_0^2}{2} = M \cdot \frac{V_{ср.эн}^2}{2} \quad (1.2.10)$$

где  $G_B$  — секундный расход воздуха, кг;

$M = \rho \cdot V_{пом}$  – масса воздуха в объеме помещения, кг;

$V_{ср.эн}$  - средняя по энергии скорость в объеме помещения, м/с.

Вводя кратность воздухообмена  $K_p = L_0/V_{пом}$  и имея в виду, что скорость на истечении  $V_0 = L_0/3600 \cdot F_0$ , можно получить:

$$V_{ср.эн} = 4,6 \cdot 10^{-6} \cdot K_p^{3/2} \cdot \frac{V_{пом}}{F_0} \quad (1.2.11)$$

Если в помещении имеются мощные источники конвективного тепла или механизмы, сообщающие воздуху заметную скорость, то кинетическая энергия струй от этих источников должна быть учтена в левой части формулы (1.2.10). Пользуясь формулой (1.2.11), необходимо иметь в виду, что рассчитанная средняя (кубическая или по энергии) скорость относится ко всему объему помещения, в том числе и к струе в объеме помещения, в то время как подвижность воздуха нормируется в рабочей зоне, составляющей для высоких помещений незначительную часть объема. Поэтому формула (1.2.11) при подаче воздуха сверху вниз дает завышенный результат, а при подаче воздуха в рабочую зону заниженный.

Методика инженерного расчета ВР изложена в "Рекомендациях" АЗ-669 справочнике проектировщика. ВР в системах с переменным расходом должно обеспечивать метеорологические условия, соответствующие требованиям СП 60.13330.2016 во всем диапазоне изменения расхода приточного воздуха. Выбор ВР нужно производить с учетом возможного диапазона изменения скоростей и температур в рабочей (обитаемой) зоне помещения (оптимальные для СКВ или

						08.04.01.2021.046 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			12

допустимые для СВ метеорологические условия). Для обеспечения наиболее равномерного распределения скоростей и температур по площади рабочей зоны и отсутствия застойных зон необходимо соблюдать отношение площади струи, поступающей в рабочую зону ( $F_{стр}$ ), к площади помещения, обслуживаемой одним ВР ( $F$ ) при  $t_{пр} < t_B$ :

для компактной струи (подача через решетки и потолочные плафоны)

$$\frac{F_{стр}}{F_{п}} = 4,8 \cdot \left( \frac{x}{m \cdot \sqrt{F_{п}}} \right)^2 = 0,2 \div 0,5 \quad (1.2.12)$$

для веерной струи (потолочные плафоны):

$$\frac{F_{стр}}{F_{п}} = 1 - 0,15 \cdot \left( 2 - \frac{H - h_{р.з.}}{\sqrt{F_{п}}} \right)^2 = 0,5 \div 1 \quad (1.2.13)$$

для неполной веерной струи (решетки):

$$\frac{F_{стр}}{F_{п}} = \begin{cases} 2,4 \cdot 0,22 \cdot (b_1 + H - h_{р.з.})^2 / (m \cdot a_1 \cdot b_1) = 0,2 \div 0,5 & \text{при } \delta_2 < a_1 \\ 0,22 \cdot (b_1 + H - h_{р.з.}) / b_1 = 0,2 \div 0,5 & \text{при } \delta_2 \geq a_1 \end{cases} \quad (1.2.14)$$

где  $\delta_2 = 2,4 \cdot (b_1 + H - h_{р.з.}) / m$

Для обеспечения наиболее эффективного использования приточного воздуха вытяжные отверстия следует располагать, как правило, в обратном потоке. Если это невозможно, то удаление вытяжных устройств от приточных рекомендуется выбирать следующими: при компактных струях  $x/\sqrt{F_0} \geq 20$ , при неполных веерных струях  $x/\sqrt{F_0} \geq 8$ , при веерных струях  $x/\sqrt{F_0} \geq 6$ .

Расчет ВР в СПР производится в той же последовательности, что и в системах постоянной производительности. Однако, кроме расчета ВР при максимальном расходе для выбранной конструкции, производится проверка эффекта ВР при среднем и минимальном расходах воздуха. Расчет ВР основан на зависимости между параметрами воздуха на истечении и значениями скоростей и избыточных температур на оси струи в месте поступления ее в рабочую зону:

$$\frac{v_x}{v_0} = m \cdot k_c \cdot k_H \cdot \frac{\sqrt{F_0}}{x} \quad (1.2.15)$$

$$\frac{\Delta t_x}{\Delta t_p} = \frac{n \cdot \sqrt{F_0}}{x \cdot k_c \cdot k_H} \quad (1.2.16)$$

где  $v_0$  и  $\Delta t_p$  — скорость, м/с, и перепад температур, °С, на истечении;

$v_x$  и  $\Delta t_x$  — осевая скорость и избыточная температура в месте поступления в рабочую зону;

					08.04.01.2021.046 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		13

$x$  — длина струи до рабочей зоны, м;  
 $F_0$  — площадь выпускного отверстия;  
 $m, n$  — коэффициенты изменения скорости и избыточной температуры на оси струи;  
 $k_c, k_H$  — коэффициенты стеснения и неизотермичности.

Известными перед расчетом величинами являются  $v_x$  и  $\Delta t_x$ . Для выбранного типа ВРУ известны величины  $m$  и  $n$ . Если производительность системы найдена, то известна рабочая разность температур  $\Delta t_p = t_B - t_{пр}$ . Длина струи до рабочей зоны:

$x = H - h_{р.з.}$  — при компактных струях;

$x = H - h_{р.з.} + b/2$  — при веерных струях;

$x = a_1 + H - h_{р.з.}$  — при подаче через решетки,

где  $H$  — высота помещения;

$h_{р.з.}$  — высота рабочей зоны;

$b$  — наименьший размер в плане ячейки помещения, обслуживаемой одной струей, м;

$a_1$  — сторона ячейки, вдоль которой подается струя.

В результате расчет ВР производится в два этапа. Сначала выбирают тип и количество ВРУ из условия обеспечения расчетной скорости в струе при расчетном расходе воздуха, наиболее близкой к верхнему нормируемому пределу. Потом для принятого решения ВР определяется минимальное значение расхода воздуха, при котором скорость в месте поступления струи в рабочую зону не опускается ниже нормируемого предела скорости, а также не нарушается расчетная схема циркуляции воздуха.

*Пути совершенствования ВРУ в СПР различны. Один из них связан с использованием ВРУ с изменяемым направлением выпуска струй, например, сопловые воздухораспределители. В этом случае в режиме максимального расхода струи подаются мимо рабочей зоны, а в рабочую зону поступает отраженный или вторичный поток. При уменьшении расхода направление струи переориентируется и струя поступает в рабочую зону.*



Рисунок 1.2.1 - Сопловые воздухораспределители

Второй способ заключается в поддержании постоянной скорости истечения воздуха, он предполагает использование воздухораспределителей с изменяемой площадью выпуска. Однако требование о постоянстве скорости истечения недостаточно обосновано. Действительно, кинетическая энергия при  $v_0 = \text{const}$  будет несколько больше чем при  $v_0 = \text{var}$ , но так как расход уменьшается, то энергия струй на промежуточных расходах тоже уменьшается, что снижает подвижность воздуха. Кроме того, поддержание постоянной скорости истечения не ликвидирует изменений в аэродинамической обстановке, т.е. циркуляция может нарушиться, а точки отрыва и налипания переместятся.

Так, для этого способа совершенствования ВРУ в СПР рассмотрим воздухораспределители для вытесняющей вентиляции с раздачей воздуха в нижнюю зону.

Приточный воздух подается в помещение через воздухораспределители, расположенные на уровне пола либо встроенные непосредственно в пол. Основное преимущество вытесняющей вентиляции – существенное повышение качества воздуха.

					08.04.01.2021.046 ПЗ ВКР	Лист
						15
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		



Рисунок 1.2.2 - Воздухораспределители для вытесняющей вентиляции

Важно отметить, что эжекционные воздухораспределители способны создавать дискомфорт в случае применения в системах вентиляции с переменным расходом (VAV). Для эжекции (подсоса) воздуха помещения требуется определенный минимальный расход воздуха в приточной системе. В системах вентиляции с переменным расходом существует риск, что при снижении объема притока в помещение будет поступать чрезмерно холодный воздух.

### 1.3 Нарушение аэродинамики систем

#### Сети воздуховодов и потокораспределение в них

*Принципы трассировки сетей в системах переменного расхода (СПР)* учитывают взаимное расположение и группировку помещений и установок кондиционирования или вентиляции в одну систему. Возможны четыре характерные схемы компоновки объектов и установок в единую систему. Первый случай, когда одна установка обслуживает один объект. Второй случай, когда одна установка обслуживает ряд помещений и в ответвлении к каждому из них

					08.04.01.2021.046 ПЗ ВКР	Лист
						16
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

устанавливает регулирующий клапан. Третий случай, когда группа установок обслуживает одно помещение, а приточные и вытяжные сети имеют коллекторы; последние собирают воздух от приточных установок и распределяют его по ответвлениям. Наконец, четвертый случай, когда группа установок обслуживает группу помещений. Та или иная схема компоновки объектов и установок определяется рядом факторов, например, режимом работы объектов, взаимным расположением объектов и установок, расходом воздуха в объектах, расчетной производительностью установок и др.

*Характерные типы сетей* выявлены на основе анализа проектных решений СКВ и СВ ряда отраслей промышленности. В конструктивном отношении они отличаются конфигурацией, числом транзитных воздуховодов, способом присоединения ответвлений (одно-, двух- и трехстороннее), применением камеры статического давления, обеспечивающей независимость регулирования расходов воздуха в ответвлениях при стабилизации давления в камере. Общее число ответвлений определяется числом воздухораспределительных устройств; число сборных участков зависит от зон регулирования; коллекторы приточного и удаляемого воздуха применяются, когда имеется ряд параллельно работающих установок.

Сечения участков воздуховодов и расчетное сопротивление сети определяют при расчетном на каждом участке расходе воздуха. В СПР на участках перемещаются переменные расходы воздуха, поэтому при определении сечений наиболее правильно использовать технико-экономические соображения. При таком выборе сечений нужно ориентироваться не только на расчетный, но и на средний за год расход воздуха. Точность определения последнего зависит от полноты данных об изменении нагрузки и ограничении расхода воздуха. Оптимальные сечения на каждом участке зависят от его длины и местных сопротивлений, среднего расхода воздуха, стоимости металла воздуховода и теплоизоляции, стоимости электроэнергии и годовой продолжительности работы системы.

В сетях многозональных СПР происходит постоянное перераспределение расходов при относительном постоянстве давления на границах регулируемых участков - ответвлений с клапанами. Рассмотрим потокораспределение как самопроизвольный процесс без автоматической стабилизации давления в воздуховоде. При такой постановке задачи регулирование расходов в одних ответвлениях изменяет расходы воздуха в других, нерегулируемых в данный момент ответвлениях. Переходные аэродинамические процессы перераспределения расходов и давлений протекают в сетях быстро, практически

					08.04.01.2021.046 ПЗ ВКР	Лист
						17
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		



безынерционно. Принципиальная сторона происходящего явления очевидна: сокращение расходов воздуха в одних ответвлениях (будем называть их регулируемыми) приводит к некоторому снижению производительности вентилятора и возрастанию расходов в других, нерегулируемых ответвлениях. Естественно, что при изменении нагрузки в разных помещениях (зонах) регулируемые и нерегулируемые ответвления произвольно чередуются, и каждое из них в разные моменты времени может быть, как регулируемым, так и нерегулируемым.

*Перераспределение расходов воздуха в сетях* многозональных СПР является нежелательным явлением, так как изменение расходов приводит к отклонению параметров воздуха в помещении от заданных значений. Перераспределение расходов можно оценить количественно, но для этого нужны данные о сети и вентиляторе. Чем сложнее конфигурация сети и больше ответвлений, тем сложнее "ручное" вычисление расходов. При использовании машинного счета на ЭВМ эти задачи легко решаются для каждой конкретной сети.

Простое аналитическое решение для потокораспределения в системе в общем виде удастся получить при введении упрощающих допущений. Такими допущениями можно считать: постоянство полного давления вентилятора, равенство начальных расходов воздуха в ответвлениях и равенство начальных сопротивлений всех ответвлений. При принятых допущениях основное уравнение для расчета потокораспределения записывается в виде:

$$\left(1 - \frac{\Delta P_{\text{маг}}}{P_{\text{в}}}\right) \cdot \bar{L}_{\text{нерег}}^2 + \Delta P_{\text{маг}} \cdot \frac{\left[1 - \bar{L}_{\text{рег}} + (\bar{L}_{\text{нерег}} - 1) \cdot \left(1 - \frac{m_0}{n_0}\right)\right]^2}{P_{\text{в}}} = 1 \quad (1.2.1)$$

где  $\bar{L}_{\text{рег}}$  - относительное сокращение расходов в регулируемых ответвлениях в долях от расчетной производительности вентилятора:

$$\bar{L}_{\text{рег}} = \frac{\sum_{m_0} (L_{\text{н}_i} - L_{\text{к}_i})}{\sum_{n_0} L_{\text{н}_i}} \quad (1.2.2)$$

$\bar{L}_{\text{нерег}}$  - относительное увеличение расхода в нерегулируемом ответвлении;

$$\bar{L}_{\text{нерег}} = L_{\text{к.нерег}} / L_{\text{н.нерег}} \quad (1.2.3)$$

$n_0$  - общее число ответвлений;

$m_0$  - число регулируемых ответвлений.

В случае отключения отдельных ответвлений  $\bar{L}_{\text{рег}} = m_0/n_0$ . уравнение имеет вид:

$$\bar{L}_{\text{нерег}} = \left[ \Delta P_{\text{маг}} \cdot \frac{\left( \frac{m_0^2}{n_0^2} - 2 \cdot m_0 \cdot n_0 \right)}{P_{\text{в}}} + 1 \right]^{-0,5} \quad (1.2.4)$$

При проектировании СПР принимают меры к устранению нежелательного потокораспределения в сети. Для этой цели на транзитном воздуховоде стабилизируют путем установки регулятора статического или полного давления.

Современным решением является регулятор переменного расхода воздуха. Основными компонентами регуляторов расхода являются воздушный клапан, специальный приемник давления (зонд) для измерения расхода воздуха и электропривод со встроенным контроллером и датчиком давления. Разность полного и статического давлений на измерительном зонде зависит от расхода воздуха через регулятор. Текущая разность давлений измеряется встроенным в электропривод датчиком давления. Электропривод под управлением встроенного контроллера открывает или закрывает воздушный клапан, поддерживая расход воздуха через регулятор на заданном уровне.



Рисунок 1.3.1 – Регулятор переменного расхода воздуха.

Наибольшая равномерность расчетных расходов наблюдается, если характеристика  $S = \Delta P / L^2$  транзитных участков много меньше характеристики  $S$  ответвлений; таким образом, характеристики всех ответвлений практически одинаковы. Когда не удастся обеспечить этого условия, ответвления оказываются при разных давлениях и отбор давления производят в средней части транзитного воздуховода.

При проектировании вентиляционных сетей воздуховодов также нужно выполнить точный расчет потери давления воздуха в вентиляционной сети. Это значение сильно влияет на подбор вентилятора центральной приточной установки. Для расчета вентиляционной сети может использоваться несколько методов, одним из которых является метод равных значений падения давления. Согласно этому методу в расчет закладывается значение удельного падения давления (Па/м).

- Для вентиляционных систем с терминалами VAV значение удельного падения давления принимается в диапазоне 1,5-2,5 Па/м вблизи приточной установки на главной магистрали и в диапазоне 0,75-1,5 Па/м на остальных участках сети воздуховодов.

- Для вентиляционных систем с постоянным расходом воздуха рекомендуемое удельное значение падения давления лежит в пределах 0,75-1,5 Па/м. При проектировании системы вытяжной вентиляции, в которой не предусмотрено использование регуляторов, удельное значение падения давления должно соответствовать таковому для вентиляционных систем с постоянным расходом воздуха.

Принципиальная схема распределения удельных значений падения давления для вентиляционных систем VAV.

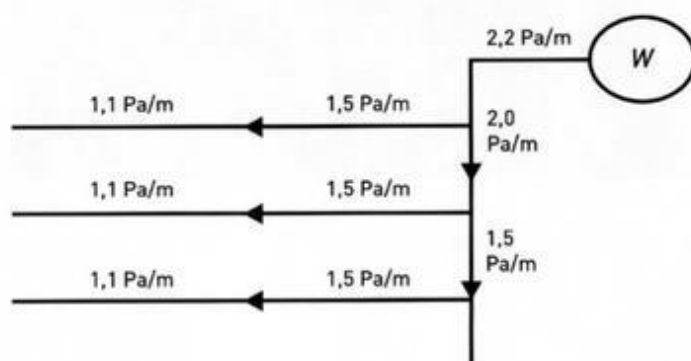


Рисунок 1.3.2 – Схема прокладки сети вентиляционных каналов с указанием рекомендуемых удельных значений падения давления

#### *Кольцевая система сети воздуховодов*

Конфигурация сети воздуховодов является существенным фактором, влияющим на функционирование вентиляционной системы с переменным расходом воздуха. Учитывая специфику работы вентиляционной системы с переменным во времени расходом воздуха, изменение скорости воздуха в отдельных фрагментах системы обуславливает изменения значений падения

давления. Одновременно, исходя из требований оптимального режима работы регуляторов расхода, необходимо обеспечение постоянного статического давления.

Для этого целесообразно применение кольцевой системы воздуховодов. Такая система характеризуется меньшими значениями падения давления и более высокой степенью стабилизации статического давления. При этом конфигурация системы воздуховодов в значительной степени зависит от архитектурной концепции здания. Наиболее благоприятной является ситуация, когда непосредственно главному каналу, сформированному в форме кольца, подключены отдельные ответвления с регуляторами расхода. Если конструкция здания не позволяет сформировать такую систему, то можно использовать комбинированную систему, включающую кольцевой магистральный воздуховод и остальные каналы в виде разветвленной сети.

Преимущества использования кольцевой системы воздуховодов вентиляционных системах VAV:

- более качественное выравнивание статического давления;
- возможность изменения места подключения или ответвлений без реконструкции главного канала;
- более благоприятные акустические параметры сети.

*Примеры кольцевых систем вентиляционных каналов.*

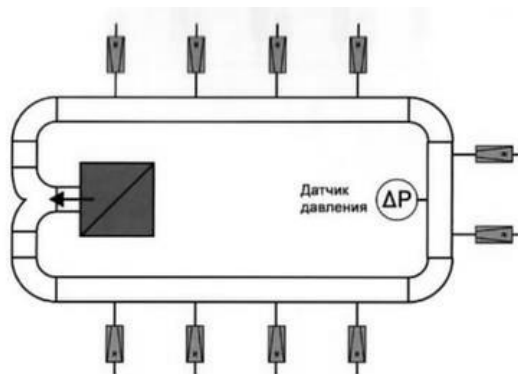


Рисунок 1.3.3 – Принципиальная схема кольцевой системы воздуховодов с постоянным сечением магистрального канала.

Ответвления с регуляторами расхода VAV подключены непосредственно к главному каналу. Точка измерения давления расположена на противоположной стороне от места подключения приточной установки к магистрали

					08.04.01.2021.046 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		21

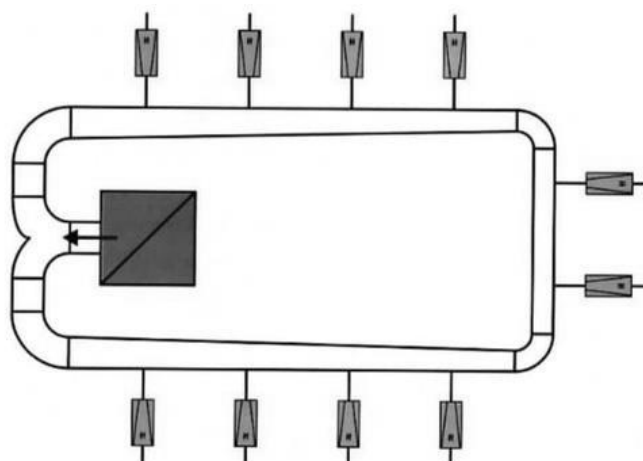


Рисунок 1.3.4 – Кольцевая система с последовательным уменьшением сечения воздуховодов

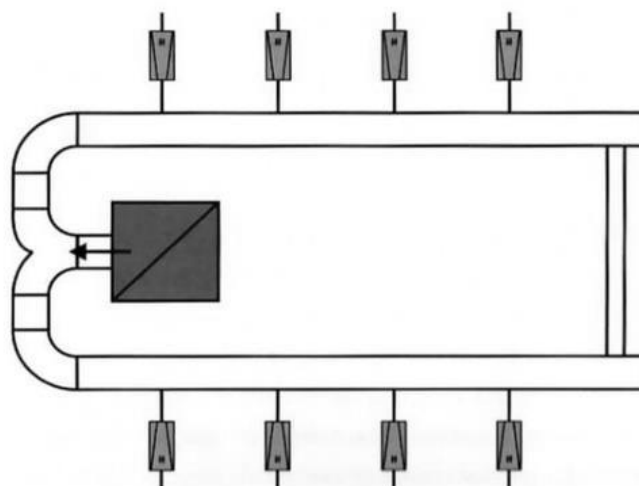


Рисунок 1.3.5 – Использование дополнительного канала с меньшим сечением для выравнивания давлений.

Такого рода система может быть использована в том случае, если с одной стороны магистрального канала не будут подключены ответвления с регуляторами расхода. Данная система также может применяться для существующих разветвленных вентиляционных сетей VAV целью с выравнивания давлений

#### *Размещение терминалов VAV*

Правильный выбор места для установки терминалов VAV в сети вентиляционных каналов имеет решающее значение для качества регулирования. Интегральной частью регулятора являются элементы для определения расхода воздуха, они должны работать в потоке воздуха с минимальной степенью турбулентности. Высокая степень турбулентности потока в вентиляционном

						08.04.01.2021.046 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			22

канале обуславливает снижение точности измерения и, тем самым, негативно влияет на качество регулирования расхода воздуха. Поэтому регуляторы расхода VAV должны устанавливаться на максимально возможном расстоянии от отводов, тройников и прочих соединительных элементов вентиляционной сети, которые вызывают изменения поля скоростей воздуха по сечению канала. Обычно необходимое минимальное расстояние прямого участка вентиляционного канала от регулятора до соединительных элементов кратно значению поперечного сечения (диаметра) канала.

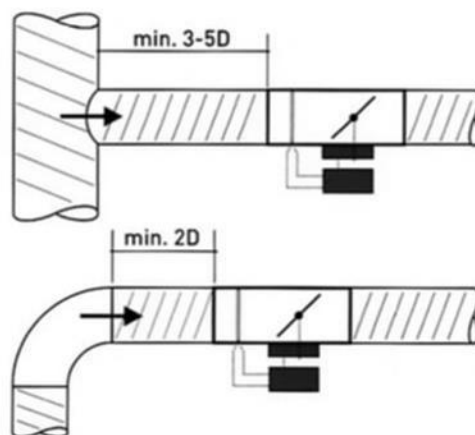


Рисунок 1.3.6 – Минимальная длина прямолинейного участка воздуховода перед терминалом

#### *Давление в сети вентиляционных каналов*

Нормальное функционирование вентиляционной системы VAV в целом зависит от поддержания нужной частоты вращения вентилятора приточной установки. Наиболее часто используется метод регулирования числа оборотов электродвигателя вентилятора в зависимости от показаний датчика давления, установленного в вентиляционном канале. Более прогрессивным техническим решением в этой области является настройка блоков оптимизации, управляющих частотным преобразователем в зависимости от текущего положения дроссельной заслонки терминалов VAV. В случае конвенционального управления оборотами вентилятора важным фактором является точное определение величины рабочего давления воздуха для данной вентиляционной системы VAV.

Рабочее давление является определяющим параметром, который обуславливает работу всей вентиляционной системы. Его значение необходимо для управления с помощью частотного инвертора оборотами электродвигателя вентилятора, и оно может быть окончательно определено только после запуска вентиляционной системы. Рекомендуется, чтобы это значение не превышало величины давления, при котором вентилятор центральной приточной установки

может обеспечить необходимый расход воздуха на наиболее удаленном регуляторе VAV. Основным принцип гласит, чем дальше датчик давления расположен от приточного вентилятора, тем меньше значение рабочего давления, при котором работает система, и наоборот.

#### *Системы измерения и стабилизации давления*

Поддержание соответствующего уровня давления в сети воздуховодов системы VAV обуславливает ее корректную работу и уровень потребления электроэнергии. При формировании системы регулирования давления воздуха ключевым вопросом является размещение измерительного датчика. Согласно основным принципам относительно положения датчика давления, он должен устанавливаться в точке, соответствующей 2/3 длины всей системы или в точке, в которой падение давления составляет 2/3 максимального значения. Это является общепринятым принципом, часто более оптимальным решением является размещение датчика в более удаленном месте системы, но не в самом конце, из-за сильного влияния на процесс измерения положения заслонки последнего в сети терминала. Рекомендуется, чтобы после датчика давления были расположены 3-4 терминала VAV. Дополнительно следует обратить внимание на то, чтобы в месте установки датчика давления не было локальных зон турбулентности воздуха, которые могут негативно влиять на его показания. Следует также помнить, что датчик ограничитель предельного давления в системе не должен устанавливаться после противопожарного клапана.

Использование одного датчика давления в разветвленной сети может не обеспечить соответствующих условий работы для всех регуляторов. Если в ответвлении, в котором установлен датчик, регуляторы начнут снижать расход воздуха, то будет возрастать измеренное значение давления воздуха. Это, в свою очередь, вызовет снижение числа оборотов вентилятора и изменение текущих параметров вентиляционной системы в соответствии с условиями в данной ветке. Если же одновременно в другой части системы возрастет потребность в приточном воздухе, может оказаться, что давления в этой ветке недостаточно для обеспечения необходимого количества воздуха. Поэтому наиболее оптимальным техническим решением является измерение давления воздуха в нескольких точках вентиляционной системы.

Во многих случаях недопустимо упрощение системы путем установки датчика давления непосредственно после центральной приточной установки, однако, установленный в этом месте дополнительный датчик может выполнять функцию ограничения предельного давления воздуха, выходящего из вентилятора.

					08.04.01.2021.046 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		24

В сравнении с системами со стабилизацией давления (управление частотным инвертором (ЧИ) по датчику давления), системы, работающие по принципу оптимизации давления (управление ЧИ по фактическому положению заслонок терминалов VAV) характеризуются другим принципом действия. В таких системах на специальный контроллер поступают данные о положении дроссельной заслонки со всех терминалов, том числе и данные по текущему расходу воздуха. При использовании принципа оптимизации обеспечивается возможность поддержания минимально допустимого числа оборотов вентилятора и давления воздуха в сети при котором обеспечивается необходимый расход во всех точках вентиляционной системы.

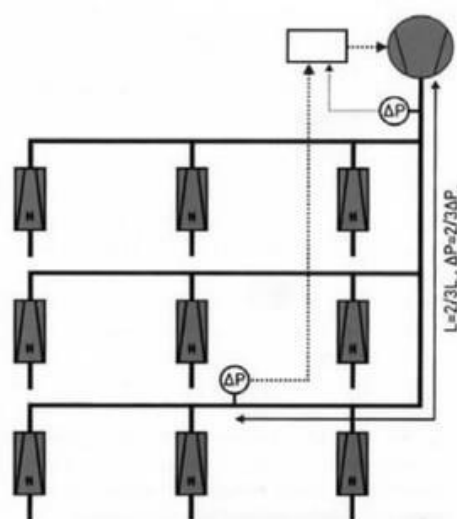


Рисунок 1.3.7 – Система с одним датчиком, установленным на расстоянии  $2/3$  от наиболее удаленного регулятора.

На рисунке показана возможность использования датчика ограничителя максимального давления в сети



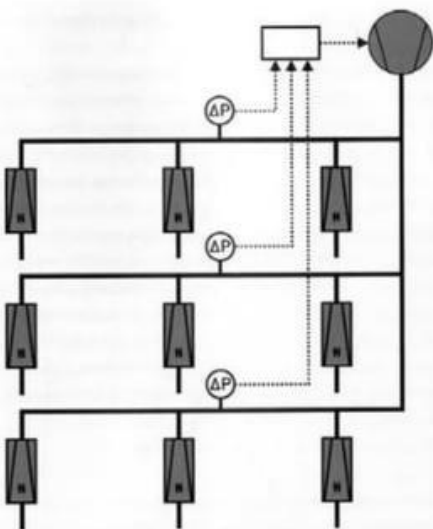


Рисунок 1.3.8 –Многоточечное измерение статического давления в сети каналов

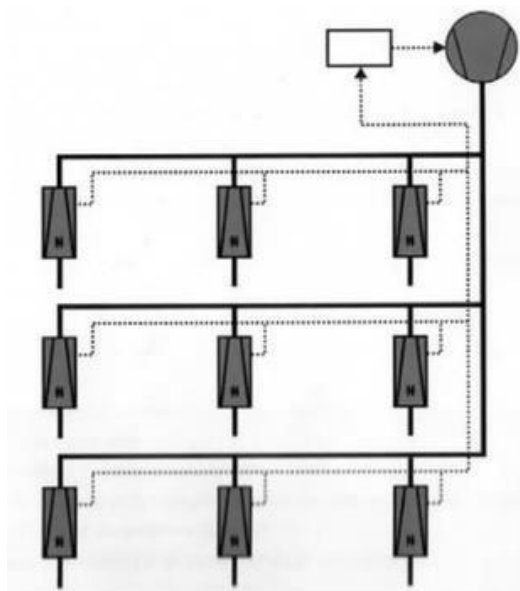


Рисунок 1.3.9 –Управление по принципу оптимизации.

Информация о расходах воздуха и положениях регулирующих дроссельных заслонок передается от каждого регулятора VAV

Существуют два метода настройки рабочего давления вентиляционной системы:

1. В первом случае - сумма значений  $V_{MAX}$  всех регуляторов равна производительности центральной приточной установки. Этот метод заключается в настройке всех регуляторов VAV на значение  $V_{MAX}$ , а затем производится повышение числа оборотов приводного электродвигателя вентилятора до момента, когда последний регулятор достигнет значения  $V_{MAX}$  при полном

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

открытии дроссельной заслонки. Теоретически это должно наступить при 100% оборотов электродвигателя вентилятора. В случае, если, регуляторы VAV достигают значения  $V_{MAX}$  при числе оборотов электродвигателя менее 90% максимального значения, то следует перенастроить привод вентилятора, изменив положение ремня на шкивах, чтобы уменьшить число оборотов вентилятора. Другими словами, вентилятор, работающий с максимальным числом оборотов, должен обеспечивать суммарный расход воздуха, равный сумме всех значений  $V_{MAX}$  в системе. В настроенной таким образом и отрегулированной вентиляционной системе следует измерить давление воздуха и принять его за рабочее давление, при котором будет работать вентиляционная система. Эта процедура обеспечит оптимальный режим работы, как приточной установки, так и всей системы.

2. Во втором случае - сумма всех значений  $V_{MAX}$  регуляторов превышает производительность центральной приточной установки. Определение величины рабочего давления производится при настройке всех регуляторов VAV, установленных после датчика давления, на значение  $V_{MAX}$ , при одновременном закрытии всех остальных регуляторов. В этом случае число оборотов вентилятора увеличивается до момента, как только последний из регуляторов, настроенных на значение  $V_{MAX}$ , достигнет заданной величины расхода воздуха, но не откроется полностью. Регистрируемое в этот момент датчиком значение давления является рабочим для данной вентиляционной системы.

Далее проведем исследовательскую работу целью анализа зависимости коэффициентов местных сопротивлений от режима течения воздуха.

					08.04.01.2021.046 ПЗ ВКР	Лист
						27
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

## 2. ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКАЯ РАБОТА

Исследовательская работа проводится с целью анализа режимов течения воздуха в воздуховоде при изменении расходов и изменения коэффициентов местных сопротивлений в отводе Ø98мм.

На лабораторной установке имеется возможность регулирования скорости воздуха в 5 режимах, но нет возможности замера скорости в воздуховоде Ø98мм. Поэтому замерим скорость в воздуховоде Ø152мм в 5 точках для усреднения значения, и приведем ее к скорости в воздуховоде Ø98мм.

$$\Delta P_{\Pi} = \Delta P_{\text{ст}} + \Delta P_{\text{д}}$$

$$\Delta P_{\text{д}} = \frac{\rho \cdot v^2}{2}$$

$$\Delta P_{\Pi} = \Delta P_{\text{ст}}$$

$$\Delta P_{\Pi} = \Delta P_{\text{л}} + \Delta P_{\text{м}} = \xi \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2}$$

$$\xi = \frac{2 \cdot \Delta P_{\Pi}}{\rho \cdot v^2}$$

### Режим 1:

Измерив скорость в 5 точках воздуховода Ø152мм получаем среднее значение скорости  $v = 4,12$  м/с.  $\Delta P_{\Pi} = 35$  Па.



Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

08.04.01.2021.046 ПЗ ВКР

Лист

28

Рассчитаем расход в первом режиме:

$$L_1 = 3600 \cdot v_1^1 \cdot \frac{\pi \cdot d_1^2}{4}$$
$$L_1 = 3600 \cdot 4,12 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,152^2}{4} = 269 \frac{\text{м}^3}{\text{ч}}$$

Теперь можем рассчитать скорость в воздуховоде Ø98мм:

$$v_2 = \frac{4 \cdot L_1}{3600 \cdot \pi \cdot d_2^2}$$
$$v_2 = \frac{4 \cdot 269}{3600 \cdot 3,14 \cdot 0,098^2} = 9,91 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Далее рассчитаем коэффициент местных сопротивлений для отвода Ø98мм:

$$\xi = \frac{2 \cdot 35}{1,2 \cdot 9,91^2} = 0,59$$
$$\xi_{\text{табл}} = 0,35$$

Рассчитаем число Рейнольдса для определения режима течения потока воздуха в воздуховоде Ø98мм:

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu}$$
$$Re = \frac{9,91 \cdot 0,098}{15,06 \cdot 10^{-6}} = 64496$$

$Re > 2300$  – турбулентный режим.

Ламинарный режим достигим при  $Re < 2100$ .

В воздуховоде Ø152мм для достижения ламинарного режима, необходимо добиться  $v = 0,134$  м/с.

### Режим 7:

Измерив скорость в 5 точках воздуховода Ø152мм получаем среднее значение скорости  $v = 0,13$  м/с.  $\Delta P_{\text{п}} = 1$  Па.

Рассчитаем расход в первом режиме:

$$L_1 = 3600 \cdot 0,13 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,152^2}{4} = 8 \frac{\text{м}^3}{\text{ч}}$$

Теперь можем рассчитать скорость в воздуховоде Ø98мм:

$$v_2 = \frac{4 \cdot L_1}{3600 \cdot \pi \cdot d_2^2}$$
$$v_2 = \frac{4 \cdot 8}{3600 \cdot 3,14 \cdot 0,098^2} = 0,31 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

					08.04.01.2021.046 ПЗ ВКР	Лист
						29
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Далее рассчитаем коэффициент местных сопротивлений для отвода Ø98мм:

$$\xi = \frac{2 \cdot 1}{1,2 \cdot 0,31^2} = 17,04$$

$$\xi_{\text{табл}} = 0,35$$

Рассчитаем число Рейнольдса для определения режима течения потока воздуха в воздуховоде Ø98мм:

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu}$$
$$Re = \frac{0,31 \cdot 0,098}{15,06 \cdot 10^{-6}} = 2035$$

$Re < 2100$  – ламинарный режим.

Таким образом можно сделать вывод, что коэффициенты местного сопротивления любых колен и отводов можно практически принять постоянными, не зависящими от числа Рейнольдса, только при  $Re \geq 2300$ . При меньших значениях числа, его влияние на сопротивление начинает сказываться в тем большей степени, чем меньше число Рейнольдса.

Расчеты сведены в таблицу 2.1.

					08.04.01.2021.046 ПЗ ВКР	Лист
						30
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Таблица 2.1 – Расчет коэффициентов местных сопротивлений и определения режима течения воздуха в воздуховоде.

<b>Режим 1</b>									
диаметр	v1	Расход	$\Delta P$	диаметр отвода	v2	$\rho$	$\xi$	$\xi_{табл}$	Re
152	4,12	269	35	98	9,91	1,2	0,59	0,35	64496
Re > 2300 - турбулентный режим									
<b>Режим 2</b>									
диаметр	v1	Расход	$\Delta P$	диаметр отвода	v2	$\rho$	$\xi$	$\xi_{табл}$	Re
152	3,54	231	30	98	8,52	1,2	0,69	0,35	55417
Re > 2300 - турбулентный режим									
<b>Режим 3</b>									
диаметр	v1	Расход	$\Delta P$	диаметр отвода	v2	$\rho$	$\xi$	$\xi_{табл}$	Re
152	3,08	201	25	98	7,41	1,2	0,76	0,35	48216
Re > 2300 - турбулентный режим									
<b>Режим 4</b>									
диаметр	v1	Расход	$\Delta P$	диаметр отвода	v2	$\rho$	$\xi$	$\xi_{табл}$	Re
152	2,72	178	20	98	6,54	1,2	0,78	0,35	42580
Re > 2300 - турбулентный режим									
<b>Режим 5</b>									
диаметр	v1	Расход	$\Delta P$	диаметр отвода	v2	$\rho$	$\xi$	$\xi_{табл}$	Re
152	2,58	168	18	98	6,21	1,2	0,78	0,35	40388
Re > 2300 - турбулентный режим									
<b>Режим 6 (на 50% поджат дроссель клапан)</b>									
диаметр	v1	Расход	$\Delta P$	диаметр отвода	v2	$\rho$	$\xi$	$\xi_{табл}$	Re
152	2,24	108	8	98	3,98	1,2	0,84	0,35	25894
Re > 2300 - турбулентный режим									
<b>Режим 7</b>									
диаметр	v1	Расход	$\Delta P$	диаметр отвода	v2	$\rho$	$\xi$	$\xi_{табл}$	Re
152	0,13	8	1	98	0,31	1,2	17,04	0,35	2035
Re < 2100 - ламинарный режим									

### 3. ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ СИСТЕМ С ПЕРЕМЕННЫМ РАСХОДОМ ВОЗДУХА

Оптимальный подбор оборудования для вентиляционных систем с переменным расходом воздуха имеет решающее значение для его надлежащей работы, выполнения требований ПО технике безопасности, экономного потребления электроэнергии и обеспечения комфортного микроклимата в обслуживаемом здании. С должной ответственностью следует также подходить к выбору элементов автоматических систем управления, так как эти системы обеспечивают оптимальную и, в то же время, быструю реакцию вентиляционной системы на изменения условий эксплуатации.

На начальном этапе проектирования производится выбор типа вентиляционной системы в зависимости от функций и назначения обслуживаемого объекта. Наиболее оптимальным техническим решением для офисных, торговых зданий, а также зданий общественного назначения (школы, отели, больницы и пр.) является однотрубная вентиляционная система VAV с возможностью догрева воздуха в помещениях здания при помощи водяных или электрических подогревателей. Следует также отметить, что регуляторы VAV хорошо зарекомендовали себя в системах кондиционирования, в которых необходимо особо точное поддержание перепада давления воздуха в обслуживаемых помещениях: лаборатории, операционные, изоляторы или производственные помещения типа GMP («Чистые помещения»).

Применение системы вентиляции VAV оправдано, если в здании есть:

- 1) Помещения с разной заданной температурой.
- 2) Поступления или потери тепла происходят в разные промежутки времени в течение суток.
- 3) Необходим контроль и регулирование объема, подающегося в помещение воздуха.

Если проектировщик принял решение об использовании вентиляционной системы VAV, то при выборе оборудования он должен руководствоваться четырьмя главным критериями, которые позволят полностью использовать преимущества системы.

#### Критерий 1: заданные значения расхода воздуха

Базой для выбора нижнего значения температуры приточного воздуха при выборе терминалов VAV являются заложенные в проект значения расхода воздуха  $V_{MAX}$  и  $V_{MIN}$ . При известных значениях  $V_{MAX}$  и  $V_{MIN}$  для обслуживаемых зон (помещений) здания следует произвести подбор регуляторов VAV, которые обеспечат поддержание расхода воздуха в заданном диапазоне. Значение  $V_{MIN}$

					08.04.01.2021.046 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		32

определяется, как правило, минимальным количеством свежего воздуха (исходя из санитарных требований), который обеспечит требуемую степень вентиляции в обслуживаемых помещениях здания, а также минимальным перепадом давления, при котором еще возможно его корректное измерение.

Помимо ограничения величины  $V_{MIN}$ , обусловленной санитарными требованиями и минимально допустимой скоростью воздуха, необходимо обратить внимание еще на один фактор. Минимальный расход воздуха не может быть ниже требуемого значения, обеспечивающего нормальный режим работы распределительных элементов и приемлемые условия для распределения воздуха во всем объеме помещения. В этом случае величина  $V_{MIN}$  взаимосвязана с воздухораспределителями (вентиляционными решетками).



Рис. 3.1.1 Ограничение минимальной величины расхода воздуха, поступающего через терминалы VAV. На графике показано изменение величины расхода как функции тепловой нагрузки помещения, определяющей значения  $V_{MAX}$  и  $V_{MIN}$

Для обеспечения надлежащих условий работы вентиляционной системы необходимо строго руководствоваться значением минимально допустимого расхода воздуха  $V_{MIN}$ . При применении заведомо большего терминала, будет очень трудно поддерживать с его помощью заданное значение расхода  $V_{MIN}$ , поскольку при малых скоростях потока воздуха через измерительный зонд, измеряемая величина перепада давлений ДР слишком мала и нестабильна, вследствие чего невозможно стабильное поддержание минимального расхода воздуха. Колебания величины  $V_{MIN}$  наряду с подачей недостаточного количества приточного воздуха в зимний период может привести также к снижению температуры в обслуживаемых помещениях.

Как правило, в качестве предельных значений рекомендуются следующие значения: скорости воздуха в регуляторе

										Лист
										33
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	08.04.01.2021.046 ПЗ ВКР					



- для  $V_{MAX}$  до 10-12 м/с,
- для  $V_{MIN}$  не менее 2 м/с.

Терминал VAV может применяться и при меньших значениях скорости воздуха - порядка 1,2-1,4 м/с, но, в этом случае следует принимать во внимание более значительную погрешность регулирования. При очень низких скоростях воздуха, 1 м/с и ниже, корректная работа терминала невозможна. Поэтому в ходе подбора оборудования необходимо также руководствоваться значением  $V_{MIN}$  исходя из минимально допустимой скорости воздуха.

Таким образом, производительность терминала определяется исходя из приемлемых: скорости воздуха и типоразмеров оборудования.

Значения расхода воздуха  $V_{MAX}$  и  $V_{MIN}$  являются базовыми для подбора терминала VAV. После выбора терминала, на основании данных значений следует проверить его соответствие требованиям по:

1. Уровню шума.
2. Перепаду давлений.
3. Характеристике регулирования.

#### Критерий 2: уровень шума

Шум, возникающий при работе регулятора VAV, является довольно серьезной проблемой. Оптимальный выбор регуляторов и их размеров является одним из условий обеспечения достаточного уровня акустического комфорта в обслуживаемых помещениях. Уровень шума, возникающего при работе регулятора, зависит от ряда факторов, таких как: расход воздуха, перепад давлений, скорость потока воздуха, степень открытия дроссельной заслонки, а также размер и форма корпуса. Важным фактором является также наличие и качество звукоизоляции регулятора.

Для уменьшения уровня шума на выходе регуляторов VAV можно дополнительно использовать шумоглушители. Такое техническое решение рекомендуется для специфических помещений, в которых требуется обеспечение очень низкого уровня шума: телевизионные и радиовещательные студии, звукозаписывающие студии, оперные и театральные залы, кинозалы и пр. При использовании глушителей следует учитывать дополнительное сопротивление глушителя. Увеличение сопротивления обуславливает увеличение давления воздуха, при котором будет работать данная вентиляционная система, а это, в свою очередь, оказывает влияние на оптимальный выбор приточной установки и на объем утечек воздуха через неплотности в воздуховодах.

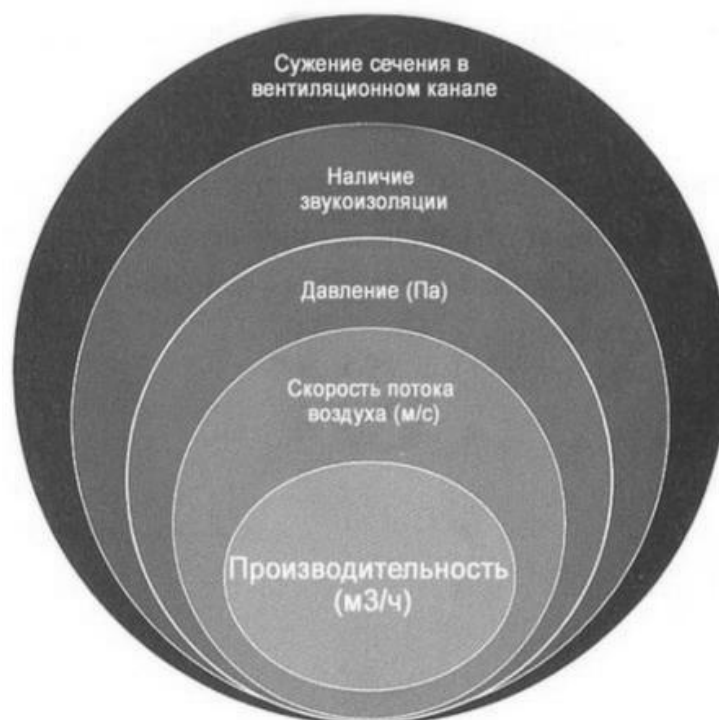


Рис. 3.1.2 Схема основных факторов, вызывающих шум на регуляторе VAV

**Критерий 3: перепад давлений в регуляторе**

Правильный подбор регуляторов VAV, исходя из значения падения давления воздуха, оказывает влияние как на функциональные характеристики вентиляционной системы в целом, так и на работу центральной приточной установки. В принципе, следует стремиться к возможно меньшему значению перепада давлений - считается, что общий перепад давлений на регуляторе VAV не должен превышать 120-130 Па. Рекомендуется также, чтобы по такому принципу производился выбор регуляторов для всей проектируемой установки.

### Падение давления на регуляторах типов RVP-R и RVP-P.

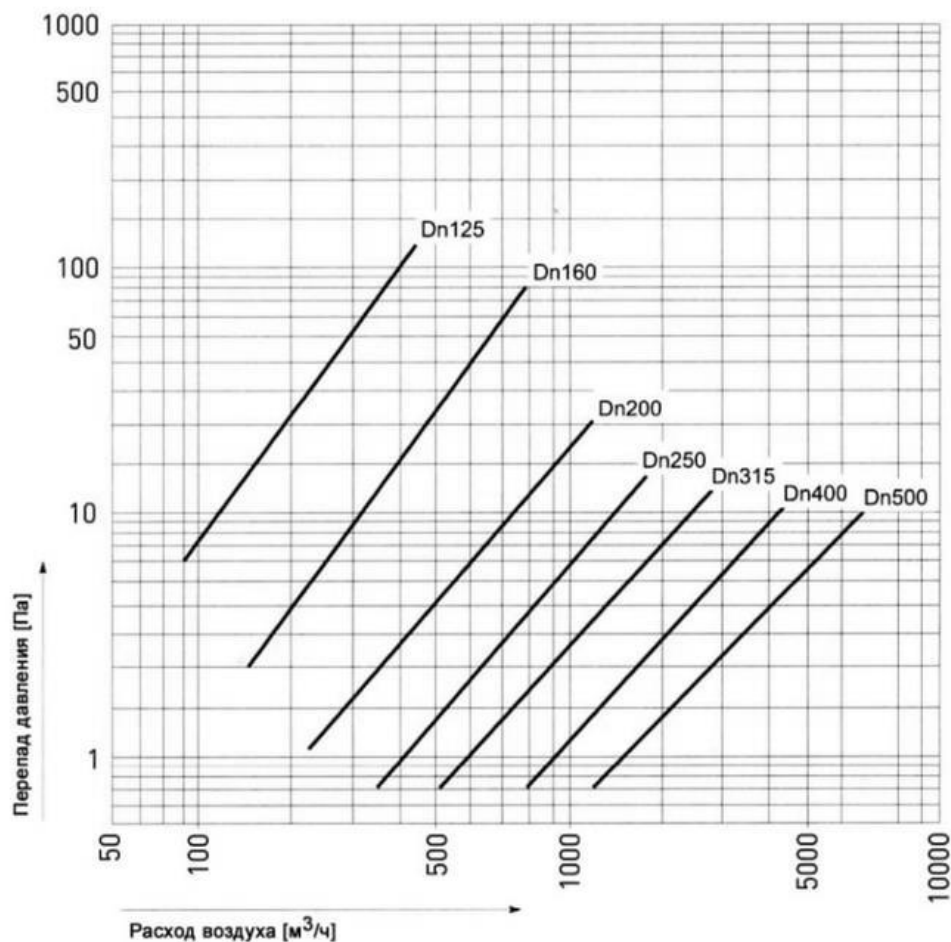


Рис. 3.1.3 – Падение давления в регуляторе RVP-R (полное открытие дроссельной заслонки):

Падение давления воздуха в регуляторе при полном открытии дроссельной заслонки может быть также представлено в виде функции скорости потока воздуха через данное устройство.

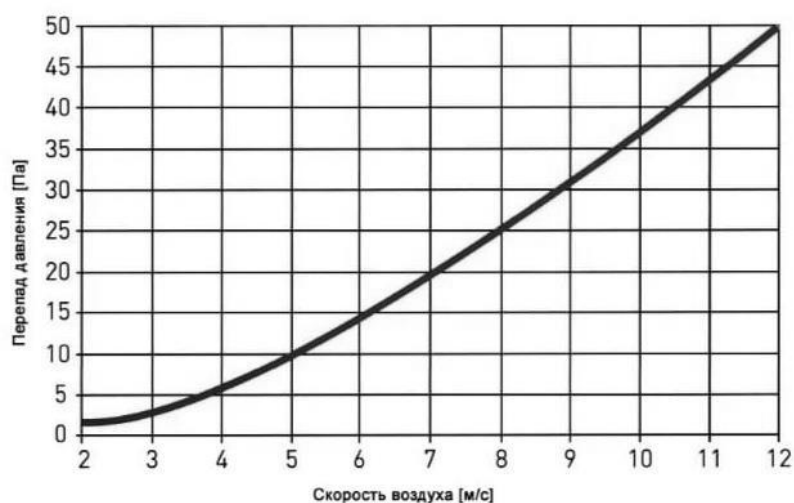


Рис. 1.3 Падение давления в регуляторе RVP-P (полное открытие дроссельной заслонки):

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

#### Критерий 4: характеристика регулирования

Нормальное функционирование вентиляционной системы VAV в значительной степени зависит от заложенной в проект системы автоматики. Благодаря ней осуществляется оперативное реагирование на изменение тепловой нагрузки в различных зонах здания, а использование цифровой автоматической системы обеспечивает возможность полного интегрирования в систему управления зданием. Оптимальный подбор системы автоматики позволяет адаптировать вентиляционную систему к новым условиям эксплуатации в случае реконструкции или модернизации здания.

При выборе привода методов управления работой вентиляционной системы при помощи регуляторов VAV необходимо учитывать несколько факторов, среди которых наиболее существенной является характеристика регулирования, которая определяется объемным расходом воздуха через регулятор в зависимости от тепловой нагрузки помещения.

					08.04.01.2021.046 ПЗ ВКР	Лист
						37
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

## 1. ПРИМЕНЕНИЕ СИСТЕМ С ПЕРЕМЕННЫМ РАСХОДОМ ВОЗДУХА НА ПРИМЕРЕ ПЯТИЭТАЖНОЙ ГОСТИНИЦЫ

Рассмотрим пятиэтажную гостиницу, расположенную в г. Челябинске на ул. Лесопарковая. Гостиничные номера расположены на пяти этажах, их обслуживают приточная система П1 и вытяжная система В1. На третьем этаже гостиничного комплекса расположен зал ресторана, обслуживаемый системой П2В2. Для регулирования расходов воздуха в гостиничных номерах внедрим клапаны VAV, для регулирования расходов воздуха в зале ресторана внедрим датчики концентрации CO<sub>2</sub>.

Система с переменным расходом воздуха или VAV-система позволяет регулировать подачу воздуха в каждое помещение независимо друг от друга.

Принятие данной системы на П1 и В1 обусловлено тем, что в течении года заселенность гостиницы не равномерная, и не достигает 100%. С такой системой мы можем отключать вентиляцию в любом номере, сразу, как посетитель выходит из него.

Для отключения системы вентиляции при отсутствии посетителей, на ответвлениях к каждому гостиничному номеру, установлены запорные воздушные клапаны с электроприводом КВК-М и АВК фирмы «Арктика». Алюминиевые воздушные клапаны предназначены для перекрытия сечения воздуховодов. Клапан состоит из алюминиевого корпуса и установленных в нем жалюзи, которые через систему зубчатых колес поворачиваются на требуемый угол. Жалюзи снабжены резиновыми уплотнителями. Клапаны поставляются с универсальной площадкой для установки электрического или ручного привода. Клапаны сохраняют работоспособность и могут эксплуатироваться вне зависимости от их пространственной ориентации.

					08.04.01.2021.046 ПЗ ВКР	Лист
						38
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		



Рисунок 4.1 – Запорный клапан фирмы «Арктика» КВК-М с электроприводом



Рисунок 4.2 – Запорный клапан фирмы «Арктика» АВК с электроприводом

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

08.04.01.2021.046 ПЗ ВКР

Лист

39

На ответвлениях от магистральных воздуховодов устанавливаются клапаны переменного расхода воздуха РЕГ-СМАРТ фирмы «ВЕЗА». Регуляторы переменного расхода РЕГ-СМАРТ для VAV систем предназначены для работы в системах вентиляции со скоростью воздушного потока от 2 до 12 м/с. Задачей регулятора является поддержание заданного количества приточного и вытяжного воздуха в зависимости от текущей потребности. Принцип работы регулятора: измерительный зонд (аналог трубки Пито-Прандтля), установленный внутри регулятора, определяет динамическое давление, величина которого зависит от скорости воздуха. Значение этого давления подается на измерительный преобразователь, в котором определяется фактический расход воздуха, затем значение текущего расхода воздуха сравнивается с заданным. Исходя из этого сравнения, формируется величина отклонения параметра системы регулирования, на основании которого генерируется сигнал для изменения положения заслонки регулятора.



Рисунок 4.3 – Клапан переменного расхода воздуха фирмы «ВЕЗА» РЕГ-СМАРТ

При 100% заполняемости гостиницы приточная и вытяжная установки работают на рассчитанный расход  $2920 \text{ м}^3/\text{ч}$  при номинальной частоте вентилятора 50Гц. Проконсультировавшись с представителями компании «ВЕЗА» определили возможность снижения частоты вентилятора до 30Гц, т.е. в случае отсутствия полной заполняемости гостиничных номеров мы можем снизить расход до  $1752 \text{ м}^3/\text{ч}$ .

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

Для зала ресторана, расположенного на 3 этаже, применим регулирование расхода воздуха по датчику CO<sub>2</sub>. Основные назначения данной системы: снижение эксплуатационных расходов. При 100% заполняемости с L=7680 м<sup>3</sup>/ч при работе вентилятора на 50Гц, и при возможном снижении частоты вентилятора до 30Гц с L=4620 м<sup>3</sup>/ч.

По датчику CO<sub>2</sub> фирмы «E+E Elektronik» EE850, который установлен в вытяжном канале, преобразователь частоты фирмы «Danfoss» fc-501 3,0кВт распознает уровень CO<sub>2</sub> в помещении и автоматически поддерживает его путем увеличения или уменьшения оборотов вентилятора. Приточный и вытяжной вентиляторы при этом работают синхронно.



Рисунок 4.4 – Датчик CO<sub>2</sub> фирмы «E+E Elektronik» EE850

Далее проведем аэродинамический расчет систем П1 и В1 с применением клапанов переменного расхода и без них с целью определения потерь в сети и необходимости замены ранее установленных установок.

					08.04.01.2021.046 ПЗ ВКР	Лист
						41
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		



## 2. АЭРОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ

Целью аэродинамического расчета является определение потерь давления и размеров поперечного сечения воздуховодов.

В данном проекте рассчитывается приточная система П1 и вытяжная система В1 для номеров гостиничного комплекса.

В данном курсовом проекте принимаем прямоугольные воздуховоды.

Расчетная схема представлена в приложении А рис. 1.

Порядок аэродинамического расчета:

Определяем требуемую площадь поперечного сечения воздуховодов:

$$F = \frac{L_{\text{уч}}}{3600 \cdot v_{\text{рек}}} \quad (5.1)$$

где:

$L_{\text{уч}}$  – расход воздуха на участке, м<sup>3</sup>/ч;

$v_{\text{рек}}$  – рекомендуемая скорость воздуха в воздуховодах;

По требуемой площади  $F$  определяют стандартные размеры воздуховодов.

Определим фактическую скорость воздуха в воздуховоде по формуле:

$$v_{\phi} = \frac{L_{\text{уч}}}{3600 \cdot a \cdot b} \quad (5.2)$$

А также определяется динамическое давление на участке:

$$P_{\text{д}} = \frac{\rho \cdot v_{\phi}^2}{2} \quad (5.3)$$

где:

$\rho$  – плотность воздуха,  $\rho = 1,2$  кг/м<sup>3</sup>.

По справочным таблицам, номограммам или расчетным методом определяются удельные потери давления на трение  $R$ , Па/м.

Рассчитываются потери давления на трение:

$$\Delta P_{\text{тр}} = R \cdot l \cdot n \quad (5.4)$$

где:

$R$  – удельные потери давления на трение в гидравлически гладком канале, Па/м

$l$  – длина участка канала воздуховода, м

$n$  – поправочный коэффициент на шероховатость,  $n=1$ , т.к. используются воздуховоды из оцинкованной стали.

Удельные потери давления на трение в круглых воздуховодах определяют по формуле:

					08.04.01.2021.046 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		42

$$R = \frac{\lambda}{d} \cdot P_d \quad (5.5)$$

где  $\lambda$  – коэффициент гидравлического сопротивления трения,

$d$  – диаметр воздуховода, м;

$P_d$  – динамическое давление, Па.

Коэффициент гидравлического сопротивления трения найдем по формуле Альтшуля:

$$\lambda = 0,11 \cdot \left( \frac{k_{\text{ЭКВ}}}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25} \quad (5.6)$$

где  $k_{\text{ЭКВ}}$  – абсолютная эквивалентная шероховатость поверхности воздуховода;

$Re$  – критерий Рейнольдса;

Критерий Рейнольдса находим по формуле:

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu} \quad (5.7)$$

где  $v$  – скорость движения воздуха в воздуховоде, м/с;

$\nu$  – кинематическая вязкость воздуха

Для всех фасонных элементов определяем коэффициент местных сопротивлений и рассчитываются потери давления на местных сопротивлениях:

$$Z = P_d \cdot \sum \xi_i \quad (5.8)$$

Рассчитываются суммарные потери давления на участке, как сумма потерь давлений по длине и местных сопротивлений:

$$\Delta P_{\text{уч}} = \Delta P_{\text{тр}} + Z \quad (5.9)$$

Пример расчета участка №1 приточной системы П1.

Длина участка  $l = 0,5$  м, расход воздуха  $L_{\text{уч}} = 60$  м<sup>3</sup>/ч.

Принимаем воздуховод сечением Ø160.

Пересчитаем скорость воздуха в воздуховоде:

$$v_{\text{ф}} = \frac{60}{3600 \cdot 3,14 \cdot 0,16 \cdot 0,16/4} = 0,83 \text{ м/с.}$$

Определим удельные линейные потери давления, для этого сначала рассчитаем число Рейнольдса:

$$Re = \frac{0,83 \cdot 0,160}{0,0000152} = 8730$$

Коэффициент гидравлического сопротивления трения найдем по формуле

$$\lambda = 0,11 \cdot \left( \frac{4}{0,16} + \frac{68}{8730} \right)^{0,25} = 0,0468$$

					08.04.01.2021.046 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		43

Коэффициенты местных сопротивлений на данном участке:

- Диффузор TFF 160 - 12 Па;

- отвод 90° Ø 160  $\xi = 0,35$ ;

Сумма КМС равна:  $\sum \xi = 0,35$ .

Определим динамическое давление на участке:

$$P_d = \frac{1,2 \cdot 0,83^2}{2} = 0,41 \text{ Па}$$

Удельные потери давления на трение в круглых воздуховодах

$$R = \frac{0,0468}{0,16} \cdot 0,41 = 0,12 \text{ Па/м}$$

Потери давления по длине:

$$\Delta P_{\text{тр}} = 0,12 \cdot 0,5 \cdot 1 = 0,06 \text{ Па.}$$

Потери давления на местные сопротивления:

$$Z = 0,41 \cdot 0,35 = 0,14 \text{ Па.}$$

Суммарные потери давления по участкам магистрального направления:

$$\Delta P = 0,06 + 0,14 + 12 = 12,2 \text{ Па.}$$

Остальные расчеты сведены в таблицы 5.1 - 5.8.

					08.04.01.2021.046 ПЗ ВКР	Лист
						44
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Таблица 5.1 – Расчет аэродинамики системы В1 без клапанов переменного расхода

№ участка	Расход воздуха $L, \text{м}^3/\text{ч}$	Длина участка $l, \text{м}$	Скорость воздуха $V, \text{м/с}$	Размеры сечений воздуховодов			Потери давления на трение		Динамическое давление $R_d, \text{Па}$	Сумма коэффициентов местных сопротивлений, $\sum \xi$	Потери давления, Па			
				$b, \text{мм}$	$a, \text{мм}$	$F, \text{м}^2$	$d_a, \text{мм}$	$R, \text{Па/м}$			$R_l, \text{Па}$	На местные сопротивления, $Z$	Всего на участке	Суммарные
1	60	0,5	0,83	160	160	0,02	160	0,12	0,06	0,41	0,35	0,14	12,20	12,20
2	60	1,8	1,36	125	125	0,01	125	0,43	0,78	1,11	0,85	0,94	1,72	13,92
3	120	2,9	2,72	125	125	0,01	125	1,69	4,89	4,43	0,35	1,55	6,44	20,37
4	180	0,3	2,49	160	160	0,02	160	1,04	0,31	3,71	0,27	1,00	1,32	21,68
5	240	3,8	3,32	160	160	0,02	160	1,84	6,99	6,60	0,42	2,77	9,76	31,44
6	320	24,9	2,96	200	150	0,03	171	1,35	33,59	5,27	1,56	8,22	51,06	82,50
7	860	3	3,19	300	250	0,08	273	0,87	2,61	6,09	3	18,26	20,88	103,38
8	1520	3	3,52	400	300	0,12	343	0,80	2,39	7,43	0,27	2,01	4,40	107,78
9	2120	3	3,74	450	350	0,16	394	0,76	2,27	8,39	0,45	3,77	15,30	123,07
10	2920	4,1	4,06	500	400	0,20	444	0,76	3,13	9,87	1,29	12,73	55,86	178,94
														<b>196,83</b>

Таблица 5.2 – Коэффициенты местных сопротивлений системы В1 без клапанов переменного расхода.

№ участка	Вид местного сопротивления	Значение $\xi$	Количество	Сумма коэффициентов местных сопротивлений $\Sigma \xi$
1	Диффузор TFF 160	12	Па	0,35
	Отвод $\varnothing$ 160	0,35	1	
2	Переход F1/F2=0,01227/0,0201=0,6	0,05	1	0,85
	Отвод $\varnothing$ 125	0,35	1	
	тройник на проход в режиме всасывания Lo/Lc=60/(120)=0,5; fn/fc=0,01/0,01=1; fo/fc=0,01/0,01=1	0,45	1	
3	тройник на проход в режиме всасывания Lo/Lc=60/(180)=0,33; fn/fc=0,01/0,02=0,5; fo/fc=0,01/0,02=0,5 с переходом	0,35	1	0,35
4	тройник на проход в режиме всасывания Lo/Lc=60/(240)=0,25; fn/fc=0,02/0,02=1; fo/fc=0,01/0,02=0,5	0,27	1	0,27
5	тройник на проход в режиме всасывания Lo/Lc=80/(320)=0,25; fn/fc=0,02/0,03=0,67; fo/fc=0,01/0,03=0,33 с переходом	0,42	1	0,42
6	Отвод 200x150	0,22	4	1,56
	Отвод 150x200	0,14	1	
	КПУ 200x150	9,3	Па	
	тройник на проход в режиме всасывания Lo/Lc=540/(860)=0,63; fn/fc=0,03/0,0=0,38; fo/fc=0,04/0,08=0,5 с переходом	0,54	1	
7	тройник на проход в режиме всасывания Lo/Lc=660/(1520)=0,43; fn/fc=0,08/0,12=0,67; fo/fc=0,04/0,12=0,33 с переходом	3	1	3
8	тройник на проход в режиме всасывания Lo/Lc=600/(2120)=0,28; fn/fc=0,12/0,16=0,75; fo/fc=0,04/0,16=0,25 с переходом	0,27	1	0,27
9	тройник на проход в режиме всасывания Lo/Lc=800/(2920)=0,24; fn/fc=0,16/0,2=0,8; fo/fc=0,04/0,20=0,2 с переходом	0,45	1	0,45
10	Шумоглушитель	40	Па	1,29
	Отвод 500x500	0,43	3	
	Вход в установку			

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
------	------	----------	---------	------

08.04.01.2021.046 ПЗ ВКР

Лист

46

Таблица 5.3 – Расчет аэродинамики системы В1 с клапанами переменного расхода

№ участка	Расход воздуха $L, \text{м}^3/\text{ч}$	Длина участка $l, \text{м}$	Скорость воздуха $V, \text{м/с}$	Размеры сечений воздуховодов				Потери давления на трение		Динамическое давление $P_d, \text{Па}$	Сумма коэффициентов местных сопротивлений, $\sum \xi$	Потери давления, Па		
				$a, \text{мм}$	$F, \text{м}^2$	$d_0, \text{мм}$	$R, \text{Па/м}$	$R_l, \text{Па}$	На местные сопротивления, $Z$			Всего на участке	Суммарные	
1	60	0,5	0,83	160	0,02	160	0,12	0,06	0,41	0,35	0,14	12,20	12,20	
2	60	1,8	1,36	125	0,01	125	0,43	0,78	1,11	2,05	2,27	3,05	15,25	
3	120	2,9	2,72	125	0,01	125	1,69	4,89	4,43	0,35	1,55	6,44	21,69	
4	180	0,3	2,49	160	0,02	160	1,04	0,31	3,71	0,27	1,00	1,32	23,01	
5	240	3,8	3,32	160	0,02	160	1,84	6,99	6,60	0,42	2,77	9,76	32,77	
6	320	24,9	2,96	150	0,03	171	1,35	33,59	5,27	1,56	8,22	56,06	88,83	
7	860	3	3,19	250	0,08	273	0,87	2,61	6,09	3	18,26	20,88	109,71	
8	1520	3	3,52	300	0,12	343	0,80	2,39	7,43	0,27	2,01	4,40	114,10	
9	2120	3	3,74	350	0,16	394	0,76	2,27	8,39	0,45	3,77	15,30	129,40	
10	2920	4,1	4,06	400	0,20	444	0,76	3,13	9,87	1,29	12,73	55,86	185,27	
													<b>203,79</b>	

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
------	------	----------	---------	------

08.04.01.2021.046 ПЗ ВКР

Лист

47

Таблица 5.4 – Коэффициенты местных сопротивлений системы В1 с клапанами переменного расхода.

№ участка	Вид местного сопротивления	Значение $\xi$	Количество	Сумма коэффициентов местных сопротивлений $\Sigma \xi$
1	Диффузор TFF 160	12	Па	0,35
	Отвод $\varnothing$ 160	0,35	1	
2	Переход F1/F2=0,01227/0,0201=0,6	0,05	1	0,85
	ККВК-125 М	1,2	Па	
	Отвод $\varnothing$ 125	0,35	1	
	тройник на проход в режиме всасывания Lo/Lc=60/(120)=0,5; fn/fc=0,01/0,01=1; fo/fc=0,01/0,01=1	0,45	1	
3	тройник на проход в режиме всасывания Lo/Lc=60/(180)=0,33; fn/fc=0,01/0,02=0,5; fo/fc=0,01/0,02=0,5 с переходом	0,35	1	0,35
4	тройник на проход в режиме всасывания Lo/Lc=60/(240)=0,25; fn/fc=0,02/0,02=1; fo/fc=0,01/0,02=0,5	0,27	1	0,27
5	тройник на проход в режиме всасывания Lo/Lc=80/(320)=0,25; fn/fc=0,02/0,03=0,67; fo/fc=0,01/0,03=0,33 с переходом	0,42	1	0,42
6	Отвод 200x150	0,22	4	1,56
	Отвод 150x200	0,14	1	
	КПУ 200x150	9,3	Па	
	РЕГ-СМАРТ 250x150	5	Па	
	тройник на проход в режиме всасывания Lo/Lc=540/(860)=0,63; fn/fc=0,03/0,0=0,38; fo/fc=0,04/0,08=0,5 с переходом	0,54	1	
7	тройник на проход в режиме всасывания Lo/Lc=660/(1520)=0,43; fn/fc=0,08/0,12=0,67; fo/fc=0,04/0,12=0,33 с переходом	3	1	3
8	тройник на проход в режиме всасывания Lo/Lc=600/(2120)=0,28; fn/fc=0,12/0,16=0,75; fo/fc=0,04/0,16=0,25 с переходом	0,27	1	0,27
9	тройник на проход в режиме всасывания Lo/Lc=800/(2920)=0,24; fn/fc=0,16/0,2=0,8; fo/fc=0,04/0,20=0,2 с переходом	0,45	1	0,45
10	Шумоглушитель	40	Па	1,29
	Отвод 500x400	0,43	3	
	Вход в установку			

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

08.04.01.2021.046 ПЗ ВКР

Лист

48

Таблица 5.5 – Расчет аэродинамики системы П1 без клапанов переменного расхода

№ участка	Расход воздуха $L, \text{ м}^3/\text{ч}$	Длина участка $l, \text{ м}$	Скорость воздуха $V, \text{ м/с}$	Размеры сечений воздуховодов				Потери давления на трение		Динамическое давление $R_d, \text{ Па}$	Сумма коэффициентов местных сопротивлений, $\sum \xi$	Потери давления, Па		
				$b, \text{ мм}$	$a, \text{ мм}$	$F, \text{ м}^2$	$d_0, \text{ мм}$	$R, \text{ Па/м}$	$R_l, \text{ Па}$			На местные сопротивления, $Z$	Всего на участке	Суммарные
1	2920	1,2	4,06	500	400	0,20	444	0,76	0,92	9,87	1,74	17,17	58,09	58,09
2	2120	4	3,74	450	350	0,16	394	0,76	3,03	8,39	0,2	1,68	4,70	62,79
3	1520	3	3,52	400	300	0,12	343	0,80	2,39	7,43	0,25	1,86	4,25	67,04
4	860	3	3,19	300	250	0,08	273	0,87	2,61	6,09	0,25	1,52	4,14	71,18
5	320	29,5	2,96	200	150	0,03	171	1,35	39,79	5,27	1,3	6,85	48,23	119,40
6	240	2	2,12		200	0,03	200	0,58	1,15	2,70	0,27	0,73	1,88	121,28
7	180	1,5	2,49		160	0,02	160	1,04	1,56	3,71	0,2	0,74	2,30	123,59
8	120	1,7	1,66		160	0,02	160	0,47	0,80	1,65	0,1	0,17	0,96	124,55
9	60	6,4	1,36		125	0,01	125	0,43	2,76	1,11	0,82	0,91	6,16	130,71
														<b>143,78</b>

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
------	------	----------	---------	------

08.04.01.2021.046 ПЗ ВКР

Лист

49



Таблица 5.6 – Коэффициенты местных сопротивлений системы П1 без клапанов переменного расхода.

№ участка	Вид местного сопротивления	Значение $\xi$	Количество	Сумма коэффициентов местных сопротивлений $\Sigma \xi$
1	Выход из установки			1,74
	Отвод 500x400	0,6	1	
	Отвод 400x500	0,38	3	
	Шумоглушитель	40	Па	
2	тройник на проход в режиме всасывания $L_0/L_c=800/(2920)=0,24$ ; $f_l/f_c=0,16/0,2=0,8$ с переходом	0,2	1	0,2
3	тройник на проход в режиме всасывания $L_0/L_c=600/(2120)=0,28$ ; $f_l/f_c=0,12/0,16=0,75$ с переходом	0,25	1	0,25
4	тройник на проход в режиме всасывания $L_0/L_c=660/(1520)=0,43$ ; $f_l/f_c=0,08/0,12=0,67$ с переходом	0,25	1	0,25
5	Отвод 200x150	0,22	4	1,3
	Отвод 150x200	0,14	1	
	КПУ 200x150	1,6	Па	
	тройник на проход в режиме всасывания $L_0/L_c=540/(860)=0,63$ ; $f_l/f_c=0,03/0,0=0,38$ с переходом	0,28	1	
6	тройник на ответвление в режиме нагнетания $L_0/L_c=80/(320)=0,25$ ; $f_o/f_c=0,01/0,03=0,33$	0,27	1	0,27
7	тройник на проход в режиме нагнетания $L_0/L_c=60/(240)=0,25$ ; $f_l/f_c=0,02/0,03=0,67$ с переходом	0,2	1	0,2
8	тройник на проход в режиме нагнетания $L_0/L_c=60/(180)=0,33$ ; $f_l/f_c=0,03/0,03=1$	0,1	1	0,1
9	тройник на проход в режиме нагнетания $L_0/L_c=60/(120)=0,5$ ; $f_l/f_c=0,01/0,02=0,5$ с переходом	0,4	1	0,82
	Отвод $\varnothing 125$	0,35	1	
	Переход $F1/F2=0,01227/0,03=0,41$	0,07	1	
	Решетка 200x150	2,5	Па	

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
------	------	----------	---------	------

08.04.01.2021.046 ПЗ ВКР

Лист

50

Таблица 5.7 – Расчет аэродинамики системы П1 с клапанами переменного расхода

№ участка	Расход воздуха $L, \text{м}^3/\text{ч}$	Длина участка $l, \text{м}$	Скорость воздуха $V, \text{м/с}$	размеры сечений воздуховодов				Потери давления на трение		Динамическое давление $P_d, \text{Па}$	Сумма коэффициентов местных сопротивлений, $\Sigma \xi$	Потери давления, Па		
				$b, \text{мм}$	$a, \text{мм}$	$F, \text{м}^2$	$d_b, \text{мм}$	$R, \text{Па/м}$	$R_l, \text{Па}$			На местные сопротивления, $Z$	Всего на участке	Суммарные
1	2920	1,2	4,06	500	400	0,20	444	0,76	0,92	9,87	1,74	17,17	58,09	58,09
2	2120	4	3,74	450	350	0,16	394	0,76	3,03	8,39	0,2	1,68	4,70	62,79
3	1520	3	3,52	400	300	0,12	343	0,80	2,39	7,43	0,25	1,86	4,25	67,04
4	860	3	3,19	300	250	0,08	273	0,87	2,61	6,09	0,25	1,52	4,14	71,18
5	320	29,5	2,96	200	150	0,03	171	1,35	39,79	5,27	1,3	6,85	53,23	124,40
6	240	2	2,12		200	0,03	200	0,58	1,15	2,70	0,27	0,73	1,88	126,28
7	180	1,5	2,49		160	0,02	160	1,04	1,56	3,71	0,2	0,74	2,30	128,59
8	120	1,7	1,66		160	0,02	160	0,47	0,80	1,65	0,1	0,17	0,96	129,55
9	60	6,4	1,36		125	0,01	125	0,43	2,76	1,11	0,82	0,91	7,36	136,91
														<b>150,60</b>

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
------	------	----------	---------	------

08.04.01.2021.046 ПЗ ВКР

Лист

51

Таблица 5.8 – Коэффициенты местных сопротивлений системы П1 с клапанами переменного расхода.

№ участка	Вид местного сопротивления	Значение $\xi$	Количество	Сумма коэффициентов местных сопротивлений $\Sigma \xi$
1	Выход из установки			1,74
	Отвод 500x400	0,6	1	
	Отвод 400x500	0,38	3	
	Шумоглушитель	40	Па	
2	тройник на проход в режиме всасывания $Lo/Lc=800/(2920)=0,24$ ; $f_l/f_c=0,16/0,2=0,8$ с переходом	0,2	1	0,2
3	тройник на проход в режиме всасывания $Lo/Lc=600/(2120)=0,28$ ; $f_l/f_c=0,12/0,16=0,75$ с переходом	0,25	1	0,25
4	тройник на проход в режиме всасывания $Lo/Lc=660/(1520)=0,43$ ; $f_l/f_c=0,08/0,12=0,67$ с переходом	0,25	1	0,25
5	Отвод 200x150	0,22	4	1,3
	Отвод 150x200	0,14	1	
	КПУ 200x150	1,6	Па	
	РЕГ-СМАРТ 250x150	5	Па	
	тройник на проход в режиме всасывания $Lo/Lc=540/(860)=0,63$ ; $f_l/f_c=0,03/0,0=0,38$ с переходом	0,28	1	
6	тройник на ответвление в режиме нагнетания $Lo/Lc=80/(320)=0,25$ ; $f_o/f_c=0,01/0,03=0,33$	0,27	1	0,27
7	тройник на проход в режиме нагнетания $Lo/Lc=60/(240)=0,25$ ; $f_l/f_c=0,02/0,03=0,67$ с переходом	0,2	1	0,2
8	тройник на проход в режиме нагнетания $Lo/Lc=60/(180)=0,33$ ; $f_l/f_c=0,03/0,03=1$	0,1	1	0,1
9	тройник на проход в режиме нагнетания $Lo/Lc=60/(120)=0,5$ ; $f_l/f_c=0,01/0,02=0,5$ с переходом	0,4	1	0,82
	Отвод $\varnothing$ 125	0,35	1	
	КВК-125М	1,2	Па	
	Переход F1/F2=0,01227/0,03=0,41	0,07	1	
	Решетка 200x150	2,5	Па	

Подбор приточной установки для системы П1 представлен в бланк-заказе приложения А.

Подбор вытяжной установки для системы В1 представлен в бланк-заказе приложения Б.

Подбор приточной установки для системы П2В2 представлен в бланк-заказе приложения В.

## 6 ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

### 6.1 РАСЧЁТ ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ВНЕДРЕНИЯ СИСТЕМЫ ВЕНТИЛЯЦИИ С ПЕРЕМЕННЫМ РАСХОДОМ ВОЗДУХА ДЛЯ ГОСТИНИЧНЫХ НОМЕРОВ

Рассчитаем помещение гостиницы при 100% заполняемости с  $L=2920 \text{ м}^3/\text{ч}$  при работе вентилятора на 50Гц, и при возможном снижении частоты вентилятора до 30Гц с  $L=1752 \text{ м}^3/\text{ч}$  (60% заполняемость).

$$Q = 0,28 \cdot L \cdot \rho \cdot c \cdot (t_{\text{пр}} - t_{\text{н}}) \quad (6.1.1)$$

где:  $L$  – расход воздуха на систему при 100% заполняемости номеров и при возможном снижении частоты вентилятора до 30Гц;

$\rho$  – плотность приточного воздуха,  $\text{кг}/\text{м}^3$ ;

$c$  – теплоемкость воздуха;

$t_{\text{пр}}$  – температура приточного воздуха,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$t_{\text{н}}$  – температура наружного воздуха,  $^{\circ}\text{C}$ .

Определим расход теплоты для нагрева воздуха систем вентиляции 2 типов заполняемости номеров:

$$Q_1 = 0,28 \cdot 2920 \cdot 1,2 \cdot 1,005 \cdot (21 - (-32)) = 52260 \text{ Вт} = 52,3 \text{ кВт}$$

$$Q_2 = 0,28 \cdot 1752 \cdot 1,2 \cdot 1,005 \cdot (21 - (-32)) = 31355 \text{ Вт} = 31,4 \text{ кВт}$$

Определим эксплуатационные затраты, на подогрев воздуха с помощью водяного теплоносителя:

$$\mathcal{E}_{\text{вент}} = Z_{\text{р}} \cdot Z_{\text{от}} \cdot Q_{\text{вент}} \cdot T \quad (6.1.2)$$

$Z_{\text{р}}$  – продолжительность работы вентиляционного оборудования в течении суток.

$T$  – тариф на тепловую энергию.

$$Q_1 = 52,3 \text{ кВт} = 0,045 \text{ Гкал/час}$$

$$Q_2 = 31,4 \text{ кВт} = 0,027 \text{ Гкал/час}$$

Тариф на тепловую энергию в г. Челябинске на 2021 г. составляет  $T=1821,67 \text{ руб}/\text{Гкал}$ .

$$\mathcal{E}_1 = 24 \cdot 212 \cdot 0,045 \cdot 1821,67 = 417090 \text{ руб/год}$$

$$\mathcal{E}_2 = 24 \cdot 212 \cdot 0,027 \cdot 1821,67 = 250254 \text{ руб/год}$$

Рассчитаем экономию тепловой энергии системы с применением клапанов переменного расхода воздуха за год:

					08.04.01.2021.046 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		53

$$\Delta = \Delta_2 - \Delta_1 = 417090 - 250254 = 166836 \text{ руб/год}$$

Теперь рассчитаем стоимость установки клапанов и автоматизации датчиков в системы вентиляции:

Стоимость одного клапана КВК-М составляет 1000 рублей, стоимость электропривода с возвратной пружиной 5100.

Стоимость одного клапана АВК составляет 8450 рублей, стоимость электропривода с возвратной пружиной 11300.

Стоимость одного клапана РЕГ-СМАРТ составляет 22000 рублей.

Стоимость частотного преобразователя фирмы «Danfoss» fc-051 0,75 кВт 10685 рублей

Шкаф управления 154000 рублей, внедрение РЕГ-СМАРТ не влияет на стоимость шкафа.

В приточной системе П1 установлено 44 запорных клапанов КВК-М, 15 запорных клапанов АВК, 10 клапанов переменного расхода воздуха РЕГ-СМАРТ, поэтому суммарная стоимость датчиков и их автоматизация составит:

$$Д = (1000 + 5100) \cdot 34 + (8450 + 11300) \cdot 15 + 22000 \cdot 10 + 10685 = 734335 \text{ руб.}$$

Мощность, потребляемая вентиляторами систем П1 и В1 за год:

$$Q_{П1}^1 = 0,66 \cdot 8760 = 5782 \text{ кВт}$$

$$Q_{В1}^2 = 0,38 \cdot 8760 = 3329 \text{ кВт}$$

Мощность, потребляемая вентиляторами систем П1 и В1 за год при снижении частоты вентилятора до 30Гц:

$$Q_{П1}^1 = 0,4 \cdot 8760 = 3504 \text{ кВт}$$

$$Q_{В1}^2 = 0,23 \cdot 8760 = 2015 \text{ кВт}$$

Рассчитаем затраты на электроэнергию, исходя из актуальных тарифов на июль 2021 года для города Челябинска.

Тариф на электроэнергию в г. Челябинске на 2021 г. составляет  $T = 2,35 \text{ руб/кВт.ч.}$

$$З = Q \cdot T$$

Q - мощность системы вентиляции за год, кВт;

T - актуальный тариф на электроэнергию, кВт

Затраты на электроэнергию при 100% посещаемости ресторана.

$$З_{П2}^1 = 5782 \cdot 2,35 = 13588 \text{ руб/год}$$

$$З_{В2}^1 = 3329 \cdot 2,35 = 7823 \text{ руб/год}$$

Затраты на электроэнергию при снижении частоты до 30Гц.

					08.04.01.2021.046 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		54

$$Z_{П2}^2 = 3504 \cdot 2,35 = 8234 \text{ руб/год}$$

$$Z_{В2}^2 = 2015 \cdot 2,35 = 4735 \text{ руб/год}$$

Таким образом мы получаем экономию за год при применении клапанов с VAV регулированием:

$$\mathcal{E} = Z_1 - Z_2$$

$$\mathcal{E}_{П2}^{1-2} = 13588 - 8234 = 5354 \text{ руб/год}$$

$$\mathcal{E}_{В2}^{1-2} = 7823 - 4735 = 3088 \text{ руб/год}$$

Теперь можем рассчитать срок окупаемости внедрения клапанов переменного расхода:

$$T_{ок} = \frac{D}{\sum \mathcal{E}}$$

Рассчитаем срок окупаемости системы:

$$T = T_{ок} = \frac{734335}{166836 + (5354 + 3088)} = 4,2 \text{ года}$$

Срок окупаемости следует округлять до целых чисел и на основе полученных данных можно сказать, что внедрение клапанов переменного расхода воздуха окупится в течении 5 лет.

					08.04.01.2021.046 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		55

## 6.2 РАСЧЁТ ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ВНЕДРЕНИЯ ДАТЧИКА УГЛЕКИСЛОГО ГАЗА В СИСТЕМУ ВЕНТИЛЯЦИИ ЗАЛА РЕСТОРАНА

Рассмотрим зал ресторана на 140 мест

Рассчитаем помещение ресторана при 100% заполняемости с  $L=7680 \text{ м}^3/\text{ч}$  при работе вентилятора на 50Гц, и при возможном снижении частоты вентилятора до 30Гц с  $L=4620 \text{ м}^3/\text{ч}$  (60% заполняемость).

Для справки: среднегодовые примерные значения концентрации углекислого газа составляют:

- сельская местность –  $350 \text{ см}^3/\text{м}^3$ ;
- малые города –  $375 \text{ см}^3/\text{м}^3$ ;
- загрязненный центр большого города –  $400 \text{ см}^3/\text{м}^3$ .

Расход воздуха с учётом использования в системе вентиляции датчика концентрации углекислого газа будет рассчитываться по формуле:

$$L = 5,5 \cdot 10^2 \cdot \frac{G}{g_n - g_0}, \text{ м}^3/\text{ч} \quad (6.2.1)$$

где  $G$  – количество углекислого газа, выделяемое в помещение человеком, г/ч;

$g_n$  и  $g_0$  – концентрация углекислого газа, соответственно нормативная и в наружном воздухе,  $\text{см}^3/\text{м}^3$ .

Рассчитаем расход воздуха при 100% заполняемости ресторана необходимый расход воздуха, при нормативе концентрации углекислого газа в  $800 \text{ см}^3/\text{м}^3$  и его концентрации в наружном воздухе  $400 \text{ см}^3/\text{м}^3$  для одного посетителя в здании при выделении от человека углекислого газа  $40 \text{ г/ч}$ :

$$L = 5,5 \cdot 10^2 \cdot \frac{40}{800 - 400} \cdot 140 = 7680 \text{ м}^3/\text{ч}$$

При возможном снижении частоты вентилятора до 30Гц (58 человек)

$$L = 5,5 \cdot 10^2 \cdot \frac{40}{800 - 400} \cdot 84 = 4620 \text{ м}^3/\text{ч}$$

Определим расход теплоты для нагрева воздуха 2 типов систем вентиляции:

$$Q_1 = 0,28 \cdot 7680 \cdot 1,21 \cdot 1,005 \cdot (18 - (-32)) = 130750 \text{ Вт} = 130,8 \text{ кВт}$$

$$Q_2 = 0,28 \cdot 4620 \cdot 1,21 \cdot 1,005 \cdot (18 - (-32)) = 78654 \text{ Вт} = 78,7 \text{ кВт}$$

$$Q_1 = 89,9 \text{ кВт} = 0,112 \text{ Гкал/час}$$

$$Q_2 = 54,3 \text{ кВт} = 0,068 \text{ Гкал/час}$$

					08.04.01.2021.046 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		56

Определим эксплуатационные затраты, на подогрев воздуха с помощью водяного теплоносителя:

Тариф на тепловую энергию в г. Челябинске на 2021 г. составляет  $T = 1821,67$  руб/Гкал.

$$\mathcal{E}_1 = 24 \cdot 212 \cdot 0,112 \cdot 1821,67 = 1038090 \text{ руб/год}$$

$$\mathcal{E}_2 = 24 \cdot 212 \cdot 0,068 \cdot 1821,67 = 630269 \text{ руб/год}$$

Рассчитаем экономию тепловой энергии системы с применением датчика  $\text{CO}_2$  за год:

$$\mathcal{E} = \mathcal{E}_1 - \mathcal{E}_2 = 1038090 - 630269 = 407821 \text{ руб/год}$$

Теперь рассчитаем стоимость установки и автоматизации датчиков в системы вентиляции:

Стоимость датчика EE850 составляет 30000 руб.

Стоимость частотного преобразователя фирмы «Danfoss» fc-051 3,0 кВт 14400 рублей

Шкаф управления 254106 рублей, при внедрении датчика EE850 284106 рублей.

Датчик будет устанавливаться в вытяжном канале вентиляционной системы П2В2.

$$D = 30\,000 \cdot 1 + 14400 \cdot 1 + (284106 - 254106) = 74\,400 \text{ руб.}$$

Мощность, потребляемая вентиляторами систем П2 и В2 за год:

$$Q_{\text{П2}}^1 = 2,94 \cdot 8760 = 25754 \text{ кВт}$$

$$Q_{\text{В2}}^2 = 2,98 \cdot 8760 = 26105 \text{ кВт}$$

Мощность, потребляемая вентиляторами систем П1 и В1 за год при снижении частоты вентилятора до 30Гц:

$$Q_{\text{П2}}^1 = 1,76 \cdot 8760 = 15418 \text{ кВт}$$

$$Q_{\text{В2}}^2 = 1,79 \cdot 8760 = 15680 \text{ кВт}$$

Рассчитаем затраты на электроэнергию, исходя из актуальных тарифов на июль 2021 года для города Челябинска.

Тариф на электроэнергию в г. Челябинске на 2021 г. составляет  $T = 2,35$  руб/кВт.ч.

$$Z = Q \cdot T$$

$Q$  - мощность системы вентиляции за год, кВт;

					08.04.01.2021.046 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		57



T - актуальный тариф на электроэнергию, кВт

Затраты на электроэнергию при 100% посещаемости ресторана.

$$З_{П2}^1 = 25754 \cdot 2,35 = 60522 \text{ руб/год}$$

$$З_{В2}^1 = 26105 \cdot 2,35 = 61347 \text{ руб/год}$$

Затраты на электроэнергию при снижении частоты до 30Гц.

$$З_{П2}^2 = 15418 \cdot 2,35 = 36232 \text{ руб/год}$$

$$З_{В2}^2 = 15680 \cdot 2,35 = 36848 \text{ руб/год}$$

Таким образом мы получаем экономию за год при применении датчиков регулирования расхода воздуха о концентрации CO<sub>2</sub>:

$$\mathcal{E} = \mathcal{Z}_1 - \mathcal{Z}_2$$

$$\mathcal{E}_{П2}^{1-2} = 60522 - 36232 = 24290 \text{ руб/год}$$

$$\mathcal{E}_{В2}^{1-2} = 61347 - 36848 = 24499 \text{ руб/год}$$

Теперь можем рассчитать срок окупаемости внедрения датчиков регулирования расхода воздуха о концентрации CO<sub>2</sub>:

$$T_{ок} = \frac{D}{\sum \mathcal{E}}$$

Рассчитаем срок окупаемости системы:

$$T = T_{ок} = \frac{74\,400}{407821 + (24290 + 24499)} = 0,2 \text{ года}$$

Срок окупаемости следует округлять до целых чисел и на основе полученных данных можно сказать, что внедрение датчика регулирования расхода воздуха по изменению концентрации CO<sub>2</sub> окупится в течении первого года.

					08.04.01.2021.046 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		58

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Коэффициенты местных сопротивлений зависят от режима течения потока, соответственно зависит от числа Рейнольдса. Коэффициенты местного сопротивления любых колен и отводов можно практически принять постоянными, не зависящими от числа Рейнольдса, только при  $Re > 2300$ . При меньших значениях числа, его влияние на сопротивление начинает сказываться в тем большей степени, чем меньше число Рейнольдса.

При внедрении системы с переменным расходом воздуха мы определили, что аэродинамический расчет не сильно влияет на подбор вытяжной и приточной установок, и потерями на клапанах переменного расхода воздуха можно пренебречь.

Рассчитав экономическую часть диплома, основываясь на полученных данных можно сказать, что внедрение клапанов переменного расхода воздуха в систему вентиляции гостиничных номеров окупится в течении 5 лет. При дальнейшем использовании системы с переменным расходом воздуха и заполняемость гостиничных номеров на 60% экономия составит около 175300 рублей в год, это 40% от годовых затрат на тепловую и электрическую энергии системы без регулирования расхода, при отсутствии потребности в этом.

Внедрение в систему вентиляции ресторана, датчиков регулирования расхода воздуха по концентрации  $CO_2$  окупится в течении первого года. При дальнейшем использовании системы с переменным расходом воздуха и снижением заполняемости зала ресторана до 60% экономия составит 456610 рублей в год, это 40% от годовых затрат на тепловую и электрическую энергии системы без регулирования расхода с помощью датчиков концентрации  $CO_2$ .

					08.04.01.2021.046 ПЗ ВКР	Лист
						59
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК:

1. И.Е. Идельчик «Справочник по гидравлическим сопротивлениям», 1992, с.672.
2. СП 60.13330.2016 «Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха».
3. СП 160.1325800.2014 «Здания и комплексы многофункциональные. Правила проектирования».
4. Э.Х. Одельского, О.А. Мухина «Лабораторный практикум по теплогаснабжению и вентиляции», 19793, с.208.
5. Сотников А.Г. «Системы кондиционирования воздуха с количественным регулированием» Л. Стройиздат, Ленингр. отд-ние, 1976, 168 с.
6. Краснов Ю.С., Борисоглебская А.П., Антипов А.В. Системы вентиляции и кондиционирования. Рекомендации по проектированию, испытаниям, наладке. Термокул 2004. – 373.
7. «Арктика». Каталог
8. «ВЕЗА». Каталог.
9. А. В. Волошенко, Д. Б. Горбунов. Проектирование функциональных схем систем автоматического контроля и регулирования, 2008 – 109с.
10. Исследование режимов работы гидравлического разделителя в системах с переменным расходом теплоносителя, Евсеева А.Н., Кондауров П.П., 2012.
11. К вопросу об оптимизации конструкции вентиляционных сетей с переменным расходом воздуха, Н.С. Морозова, А.Н. Нагорная Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск.
12. Проблемы организации воздухораспределения при втесняющей вентиляции с переменным расхода воздуха на примере зрительного зала театра, А.Н. Нагорная, Н.С. Морозова, Южно-Уральский государственный университет, журнал «Вестник», 2013
13. Адаптивные системы вентиляции с переменным расходом воздуха, А.В. Антипов, АВОК, 2015.
14. VAV-система – система вентиляции с переменным расходом воздуха, Пензин В.Э., Спиридонова Е.В., УЧЕННЫЕ ЗАМЕТКИ ТОГУ, 2016
15. Регулирование расхода воздуха. Обзор технологий, применяемых в воздушных клапанах, Юрий Хомутский, журнал «Мир климата», 2017.
16. Регуляторы расхода воздуха. Их функции, проектирование и пуско-наладка систем с переменным расходом, Клаус И. ТЕЙТМЕЙЕР, СОК №5, 2006.

					08.04.01.2021.046 ПЗ ВКР	Лист
						60
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

17. Мультизональная система кондиционирования с переменным расходом хладагента - VRF, Харитонов Б.П., 2013

18. Воздухораспределитель с переменным расходом, Ефремов В.В., Серов С.Ф., Капко Д.В., 2017.

19. Belimo. СИСТЕМЫ VAV. РУКОВОДСТВО. Библиотека проектировщика вентиляционных систем. Веслав Судол, Яцек Хендигер.

					08.04.01.2021.046 ПЗ ВКР	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		61