

Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Северо-Кавказский федеральный университет»

На правах рукописи

Черняков Евгений Вадимович

**ПОВЫШЕНИЕ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ СИСТЕМ ПОДГОТОВКИ И
РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ВОЗДУХА ЧИСТЫХ ПОМЕЩЕНИЙ**

05.23.03 – Теплоснабжение, вентиляция, кондиционирование воздуха,
газоснабжение и освещение

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук

Научный руководитель:
Доктор технических наук, доцент
Стоянов Николай Иванович

Ставрополь - 2014

ОГЛАВЛЕНИЕ

	ВВЕДЕНИЕ.....	5
Глава 1.	АНАЛИТИЧЕСКИЙ ОБЗОР НАУЧНЫХ И ТЕХНИЧЕСКИХ ДОСТИЖЕНИЙ В ОБЛАСТИ ПОДГОТОВКИ И ПОДАЧИ ВОЗДУХА ДЛЯ ЧИСТЫХ ПОМЕЩЕНИЙ.....	12
1.1	Классификация чистых помещений по классу чистоты.....	12
1.2	Сравнительный анализ систем вентиляции и кондиционирования воздуха чистых помещений.....	14
1.2.1	Преимущества и недостатки существующих установок кондиционирования воздуха.....	14
1.2.2	Преимущества и недостатки существующих схем подачи воздуха в чистое помещение.....	35
1.2.3	Преимущества и недостатки существующих схем удаления воздуха из чистого помещения.....	44
1.3	Основные выводы.....	46
Глава 2.	КОНСТРУКЦИЯ И ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ ПРЕДЛОЖЕННОЙ УСТАНОВКИ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА.....	49
2.1	Схема предложенной прямоточной установки кондиционирования воздуха.....	49
2.2	Разработка действующей установки кондиционирования воздуха на основе предложенной автором схемы.....	52
2.3	Принцип и порядок подбора функциональных элементов предложенной установки кондиционирования воздуха.....	54
2.4	Ключевые преимущества предложенной установки кондиционирования воздуха.....	65
2.5	Основные выводы.....	71

Глава 3.	МЕТОДЫ РАСЧЕТА ТУРБУЛЕНТНЫХ ТЕЧЕНИЙ. АНАЛИЗ ИХ ПРИМЕНИМОСТИ К ЧИСЛЕННОМУ МОДЕЛИРОВАНИЮ ВОЗДУХОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ В ЧИСТОМ ПОМЕЩЕНИИ	73
3.1	Математическое моделирование, как средство анализа распределения воздуха в чистом помещении.....	73
3.2	Краткий обзор методов расчета турбулентных течений.....	74
3.2.1	Прямое численное моделирование (DNS).....	74
3.2.2	Метод моделирования крупных вихрей (LES).....	76
3.2.3	Метод на основе решения уравнений Навье-Стокса, осредненных по Рейнольдсу (RANS).....	77
3.3	Основные выводы.....	82
Глава 4.	ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ СКОРОСТИ ПРИТОЧНОГО ВОЗДУХА НА ПЕРЕНОС И УДАЛЕНИЕ АЭРОЗОЛЬНЫХ ЗАГРЯЗНЯЮЩИХ ВЕЩЕСТВ ИЗ РАБОЧЕЙ ЗОНЫ ЧИСТОГО ПОМЕЩЕНИЯ.....	85
4.1	Численное моделирование в чистых помещениях.....	85
4.2	Выбор расчетных комплексов.....	85
4.3	Пространственная модель.....	86
4.4	Создание расчетной сетки.....	89
4.5	Основные уравнения и параметры модели.....	91
4.6	Порядок расчета.....	99
4.7	Результаты численного моделирования.....	100
4.8	Основные выводы.....	112
Глава 5.	ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ СКОРОСТИ ПРИТОЧНОГО ВОЗДУХА НА ВРЕМЯ СТАБИЛИЗАЦИИ ВОЗДУШНОГО ПОТОКА	114
5.1	Описание устройства экспериментального чистого помещения.....	114

5.2	Обработка экспериментальных данных и исследование адекватности выбранного математического подхода и модели турбулентности.....	118
5.3	Основные выводы.....	126
Глава 6.	РАСЧЕТ ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ОТ ВНЕДРЕНИЯ НОВОЙ ТЕХНОЛОГИИ.....	127
6.1	Сокращение эксплуатационных затрат и повышение энергоэффективности за счет использования предложенной установки кондиционирования воздуха.....	127
6.2	Сокращение эксплуатационных затрат за счет снижения скорости приточного воздуха.....	131
6.3	Основные выводы.....	133
	ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	134
	Список литературы.....	136
	Приложения.....	146

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы. С начала XXI века наблюдается неуклонный рост потребности в чистых производственных помещениях, классифицируемых по ГОСТ Р ИСО 14644-1: Чистые помещения и связанные с ними контролируемые среды [11].

Обусловлен этот рост двумя основными тенденциями развития высокотехнологичных производств, обозначенными У. Уайтом [104], А. Е. Федотовым [36, 37], Гансом Г. Шихтом [43] и другими экспертами в области чистых помещений:

- ускоряющийся рост объемов продукции, производимой в условиях промышленной чистоты;
- устойчивая тенденция к минимизации размеров производимых устройств и элементов.

Таким образом, принимая во внимание обозначенные тенденции, а также учитывая тот факт, что многие изделия, производимые в чистых помещениях, являются результатом реализации последних достижений в соответствующих областях науки и техники, можно с полной уверенностью утверждать, что спрос на чистые помещения со временем будет только возрастать.

Основной причиной сдерживания массового распространения чистых помещений являются высокие финансовые затраты при их строительстве и эксплуатации [68, 79, 94].

Так, согласно анализу, проведенному экспертом в области чистых помещений Ллойдом Кроствейтом, капитальные затраты при строительстве чистых помещений для нужд полупроводниковой промышленности составляют в среднем 18000 – 40000 долларов США на каждый квадратный метр площади.

В то же время, эксплуатационные затраты, соответствующие чистому помещению по производству полупроводников, зачастую составляют более 1 000 000 долларов США в год.

Таким образом, суммарные эксплуатационные затраты чистого помещения за время его эксплуатации, превышают капитальные затраты в несколько раз.

В результате анализа распределения эксплуатационных затрат ряда действующих производств, использующих чистые помещения, было выявлено, что одним из основных потребителей энергии выступают системы вентиляции и кондиционирования воздуха (более 40% потребляемой энергии).

Это обусловлено тем, что поддержание высокого класса чистоты производственной зоны обеспечивается главным образом за счет увеличения объема воздуха, подаваемого в чистое помещение [108].

К настоящему времени проведена серия исследований и экспериментов, направленных на исследование энергоэффективности как системы вентиляции и кондиционирования в целом [53, 73, 93], так и каждого компонента системы в отдельности [80, 83, 84, 90, 98, 99, 109].

Наиболее экономичным решением данной проблемы является использование систем рециркуляции воздуха [100, 106].

В настоящее время растет количество чистых помещений, в которых недопустимо использование рециркуляции воздуха. Примером могут служить помещения, в которых ведется работа с веществами, представляющими опасность химического загрязнения и бактериологического заражения.

Таким образом, вопрос сокращения эксплуатационных затрат в подобных помещениях за счет совершенствования систем вентиляции и кондиционирования воздуха чистых помещений имеет первостепенное значение для развития ряда высокотехнологичных производств.

Степень разработанности темы исследования. Теоретическими основами работы стали исследования российских и зарубежных ученых, посвященных проблеме энергосбережения в чистых помещениях: А. Е. Федотова, W. Whyte, Hans H. Schiht, W. K. Brown, S.C. Hu, M. Matsuki, R. Schrecengost, P. Naughton, T. Xu и др., а также трудов научно-исследовательских и проектных институтов.

Цель и задачи исследования.

Цель работы – повышение энергоэффективности систем подготовки и распределения воздуха чистых помещений за счет совершенствования схемы конди-

ционирования воздуха, а также оптимизации скорости потока воздуха на входе в чистое помещение.

Для достижения поставленной цели решались следующие задачи:

- анализ преимуществ и недостатков существующих систем подготовки и распределения воздуха чистых помещений, с точки зрения их конструктивных и энергетических особенностей;
- оценка применимости существующих систем подготовки и распределения воздуха к чистым помещениям, в которых ведется работа с веществами, представляющими опасность химического и биологического загрязнения;
- выявление основных факторов, влияющих на поддержание требуемого класса чистоты рабочей зоны;
- разработка схемы установки кондиционирования воздуха для нужд чистых помещений, в которых недопустимо применения рециркуляции воздуха;
- анализ существующих математических моделей, используемых в вычислительной гидродинамике (CFD - Computational Fluid Dynamics) с целью подбора наиболее рациональной модели для проведения численного моделирования воздухо-распределения в чистом помещении;
- разработка численной модели чистого помещения средствами CFD, учитывающей влияние скорости приточного воздуха на входе в чистое помещение на перенос аэрозольных загрязнителей и время стабилизации воздушного потока, с учетом движения оператора;
- проведение физических лабораторных исследований с целью подтверждения адекватности выбора математической модели для прогнозирования воздухо-распределения в пространстве чистого помещения;
- выявление зависимостей между скоростью приточного воздуха и переносом частиц аэрозольного загрязнителя в рабочей зоне чистого помещения, а также скоростью восстановления (стабилизации) воздушного потока, нарушение которого было вызвано движением персонала внутри этой зоны;
- выбор рациональной скорости воздушного потока;

- оценка энергетической и экономической эффективности предложенной установки кондиционирования, в сравнении с другими установками, применяемыми в чистых помещениях.

Объектом исследования являются чистые помещения, классифицируемые по ГОСТ Р ИСО 14644-1 Чистые помещения и связанные с ними контролируемые среды.

Предметом исследования являются системы вентиляции и кондиционирования воздуха, используемые в чистых помещениях.

Научная новизна исследования заключается в следующем:

1. Разработана принципиальная схема энергоэкономичной прямоточной установки подготовки воздуха, включающая тепловой насос с возможностью регулирования теплопроизводительности (холодопроизводительности) теплообменников, для чистых помещений, в которых ведется работа с веществами, представляющими опасность химического и биологического загрязнения.

2. На базе численного моделирования процессов воздухораспределения в пространстве чистого помещения в формате 3D, выявлена зависимость между скоростью приточного воздуха и эффективностью удаления частиц аэрозольного загрязнителя, а также временем восстановления (стабилизации) воздушного потока.

3. Разработаны теоретически и экспериментально обоснованные рекомендации по выбору оптимальной скорости потока воздуха на входе в чистое помещение.

4. Подтверждена адекватность выбора математического подхода и модели турбулентности, используемых при численном моделировании.

5. Обоснована экономическая эффективность прямоточной установки подготовки воздуха с применением теплового насоса как альтернативного источника энергии.

Методологической основой диссертационного исследования послужили основные положения российских и международных стандартов в области классификации, проектирования, испытания и эксплуатации чистых помещений.

Область исследования соответствует требованиям паспорта научной специальности ВАК: 05.23.03 – Теплоснабжение, вентиляция, кондиционирования воздуха, газоснабжение и освещение: п. 1. «Совершенствование, оптимизация и повышение надежности систем теплогазоснабжения, отопления, вентиляции и кондиционирования, методов их расчета и проектирования. Использование нетрадиционных источников энергии».

Практическая ценность и реализация результатов исследований.

Результаты диссертационного исследования имеют практическую ценность при разработке соответствующих государственных стандартов (серия стандартов ГОСТ Р ИСО 14644), в соответствии с письмом №161 от 23.10.2013 от Ассоциации инженеров по контролю загрязнений (Приложение А).

Результаты, полученные с помощью численной модели, также имеют существенное значение для дальнейших исследований процессов воздухораспределения в пространстве чистого помещения, в соответствии с письмом от Института механики жидкости и тепломассообмена Венского технического университета от 15.04.2012 и заключением Гонконгского университета науки технологии от 28.05.2013 (Приложение А).

Результаты диссертационного исследования были использованы при разработке проекта строительства чистых помещений по объекту «Научно-лабораторный корпус по адресу: пр. Кулакова, 2 в 527 квартале г. Ставрополя» в разделе «Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха», в соответствии с актом внедрения №87/1 от 16.04.14 от ОАО «Ставропольский Электронпроект (Приложение Б).

Результаты исследования используются в учебном процессе по дисциплине «Современные энергоэффективные технологии для систем теплоснабжения, газоснабжения и теплоисточников» при подготовке магистров по направлению подготовки 270800.68 Строительство в институте строительства, транспорта и машиностроения ФГАОУ ВПО Северо-Кавказский федеральный университет.

На защиту выносятся следующие основные положения и результаты:

- принципиальная схема энергоэкономичной приточной установки кондиционирования воздуха для чистых помещений;
- математическая модель нестационарного воздухораспределения в пространстве чистого помещения, учитывающая влияние движения оператора на распределение воздуха в помещении, перенос частиц загрязнителя, а также время стабилизации воздушного потока;
- результаты математического моделирования по определению зависимости между скоростью приточного воздуха и эффективностью удаления частиц аэрозольного загрязнителя, а также временем восстановления (стабилизации) воздушного потока.
- результаты экспериментального исследования влияния скорости и направления потока воздуха в пространстве чистого помещения на время стабилизации воздушного потока.

Достоверность научных положений и полученных в работе результатов основана на корректности постановки задач исследования и принятых упрощающих допущений; подтверждается применением физически обоснованных математических моделей и удовлетворительным соответствием аналитических расчетов с данными, полученными экспериментально на опытных и пилотных установках другими исследователями и автором.

Апробация работы. Основные результаты работы докладывались и обсуждались: на 13-й ежегодной международной конференции «Indoor Air Quality and Climate 2014», проводимой международным обществом по исследованию качества воздуха в помещении (International Society for Indoor Air Quality and Climate, ISIAQ), Гонконг, КНР, 7-12 июля 2014 года; III всероссийской молодежной конференции «Устойчивость, безопасность и энергоресурсосбережение в современных архитектурных, конструктивных, технологических решениях и инженерных системах зданий и сооружений», проводимой на базе Московского государственного строительного университета; V международной научной конференции «Научный потенциал XXI в.»; I ежегодной научно-практической конференции

Северо-Кавказского федерального университета «Университетская наука – региону»; XL научно-технической конференции по итогам работы профессорско-преподавательского состава СевКавГТУ.

Публикации. По теме диссертации опубликовано 10 печатных работ, в том числе: 2 статьи в периодических научных и научно-технических изданиях, в которых рекомендуется публикация основных результатов диссертаций; 2 статьи в профильном журнале «Технология чистоты», издаваемом ассоциацией инженеров по контролю микрозагрязнений (АСИНКОМ); 1 публикация, включенная в базу цитирования Scopus; сделано 5 докладов на научно-технических конференциях различного уровня, по которым опубликованы материалы докладов.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, шести глав, заключения, списка литературы и приложений. Общий объем работы 165 страницы, в том числе: 144 страниц – основной текст, содержащий 15 таблиц и 55 рисунков; список литературы из 114 наименований на 10 страницах; 5 приложений на 20 страницах.

Автор выражает благодарность за помощь, оказанную в работе над диссертацией, директору Института Механики Жидкости и Теплообмена Венского технического университета доктору естественных наук профессору Хендрику Кульманну, а также заместителю декана факультета машиностроения Гонконгского университета науки и технологии профессору Кристоферу Чао.

Глава 1. АНАЛИТИЧЕСКИЙ ОБЗОР НАУЧНЫХ И ТЕХНИЧЕСКИХ ДОСТИЖЕНИЙ В ОБЛАСТИ ПОДГОТОВКИ И ПОДАЧИ ВОЗДУХА ДЛЯ ЧИСТЫХ ПОМЕЩЕНИЙ

1.1 Классификация чистых помещений по классу чистоты

В настоящее время все чистые помещения отвечают определенному классу чистоты согласно международному стандарту ISO 14644-1:1999 Cleanrooms and associated controlled environments – Part 1: Classification of air cleanliness [71]. В России вместо него применяется стандарт ГОСТ Р ИСО 14644-1:2000 Чистые помещения и связанные с ними контролируемые среды – Часть 1: Классификация чистоты воздуха, который является аутентичным переводом международного стандарта [11, 101].

Данный стандарт устанавливает классификацию чистоты воздуха в чистых помещениях и связанных с ними контролируемых средах по концентрации взвешенных в воздухе частиц (аэрозолей). В рамках классификации рассматриваются аэродисперсные системы (множества частиц), имеющие распределения с ограниченными снизу размерами частиц (предельными значениями) от 0,1 до 5,0 мкм.

Уровень чистоты воздуха по частицам должен быть определен по одному (или более) из трех состояний чистых помещений - построенному, оснащеному или эксплуатируемому:

- *построенное (as-built)*: состояние, в котором система чистых помещений завершена, все обслуживающие системы подключены, но отсутствует производственное оборудование, материалы и персонал;

- *оснащенное (at-rest)*: состояние, в котором система чистых помещений укомплектована оборудованием и отлажена в соответствии с соглашением между заказчиком и исполнителем, но персонал отсутствует;

- *эксплуатируемое (operational)*: состояние, в котором система чистых помещений функционирует установленным образом, с установленной численностью персонала, работающего в рамках соответствующей документации.

Чистота по взвешенным в воздухе частицам обозначается классификационным числом N . Максимально допустимая концентрация частиц C_n для каждого данного размера частиц D определяется из уравнения [11]:

$$C_n = 10^N \left(\frac{0,1}{D} \right)^{2,08} \quad (1.1)$$

где C_n - максимально допустимая концентрация (число частиц в одном м³ воздуха) взвешенных в воздухе частиц, равных или больших чем размер частиц, принятых в классификации. Значение C_n округляется до ближайшего целого числа, при этом используется не более трех значащих цифр;

N - классификационное число ИСО, которое не должно превышать значения 9. Промежуточные числа классификации ИСО могут быть определены с наименьшим допустимым приращением N , равным 0,1;

D - рассматриваемый размер частиц, мкм;

0,1 - константа, мкм.

В таблице 1.1 показаны классы чистоты по взвешенным в воздухе частицам и соответствующие концентрации частиц с размерами, равными и большими размеров частиц, обозначенных в стандарте. В случае разногласий концентрация C_n , определяемая из уравнения (1.1), должна служить в качестве стандартного значения.

Таблица 1.1 – Классы чистоты по взвешенным в воздухе частицам для чистых помещений и чистых зон

Класс ИСО (Классификационное число N)	Пределы максимальных концентраций (частицы/м ³ воздуха) частиц размером, равным и большим приведенного ниже (уравнение 1.1), мкм					
	0,1	0,2	0,3	0,5	1,0	5,0
Класс 1 ИСО	10	2				
Класс 2 ИСО	100	24	10	4		
Класс 3 ИСО	1 000	237	102	35	8	
Класс 4 ИСО	10 000	2 370	1 020	352	83	
Класс 5 ИСО	100 000	23 700	10 200	3 520	832	29
Класс 6 ИСО	1 000 000	237 000	102 000	35 200	8 320	293
Класс 7 ИСО				352 000	83 200	2 930

Класс ИСО (Классификационное число N)	Пределы максимальных концентраций (частицы/м ³ воздуха) частиц размером, равным и большим приведенного ниже (уравнение 1.1), мкм					
	0,1	0,2	0,3	0,5	1,0	5,0
Класс 8 ИСО				3 520 000	832 000	29 300
Класс 9 ИСО				35 200 000	8 320 000	293 000
Примечание - Из-за неопределенности, связанной с процессом измерения, при классификации следует использовать данные по концентрации, имеющие не более трех значащих цифр [11].						

1.2 Сравнительный анализ систем вентиляции и кондиционирования воздуха чистых помещений

Системы вентиляции и кондиционирования воздуха, обеспечивающие функционирование чистых помещений, наряду с множеством общих черт с системами жилых и общественных зданий обладают рядом характерных особенностей [12].

В данной работе системы вентиляции и кондиционирования воздуха чистых помещений рассматриваются не как единая система, а как три отдельных элемента, каждый из которых имеет определенное назначение:

- установка кондиционирования воздуха;
- схема подачи воздуха в чистое помещение (включая схемы воздухораспределения непосредственно в пространстве чистого помещения);
- схема удаления воздуха из чистого помещения.

1.2.1 Преимущества и недостатки существующих установок кондиционирования воздуха

В чистых помещениях применяются несколько типов установок подготовки воздуха:

Прямоточная установка кондиционирования воздуха [7,32].

Схема наиболее простой установки кондиционирования воздуха представлена на рисунке 1.1. Эта схема аналогична схемам, применяемым в общественных и жилых зданиях [7, 32].

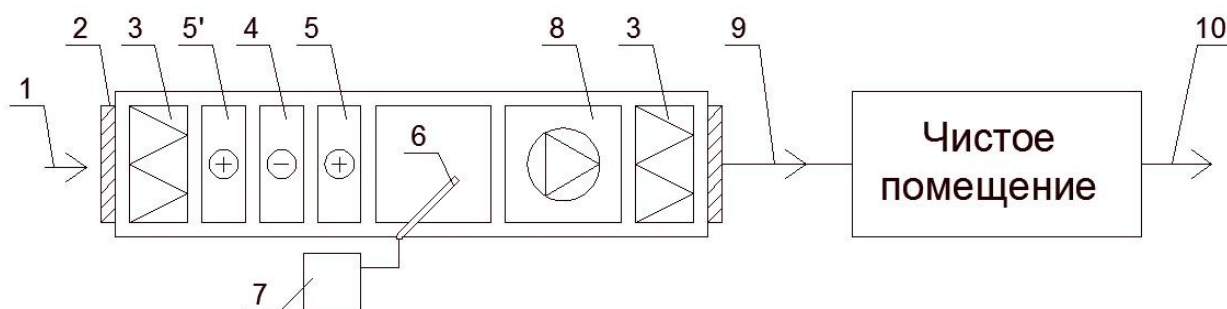


Рисунок 1.1 – Прямоточная установка кондиционирования воздуха

Основное ее отличие заключается в использовании функциональных элементов и материалов, препятствующих распространению и генерации частиц загрязнителя. Достигается это главным образом многоступенчатой высокоэффективной фильтрацией приточного воздуха, а также использованием парового увлажнения воздуха. Использование парового увлажнения в чистых помещениях обусловлено следующими особенностями [1]:

- в паре отсутствуют минеральные частицы и бактерии, соответственно система более безопасна с гигиенической точки зрения;
- паровое увлажнение воздуха характеризуется высоким уровнем точности регулирования влагосодержания приточного воздуха (отклонение в пределах 1%);

Принцип действия такой установки следующий:

В теплый период в прямоточной установке поток теплого наружного воздуха 1 проходит через воздушный клапан 2, после чего он направляется в секцию первичной фильтрации 3, где воздух очищается от «крупных» загрязнителей, таких как пыль, пыльца растений и т.д. Следующий этап – это секция охлаждения воздуха 4. В данной секции воздух охлаждается ниже температуры точки росы [1, 4, 6, 20], а значит влага, находящаяся в воздухе, конденсируется на поверхности охладителя. В результате, происходит не только охлаждение, но и осушение приточного воздуха [64, 86]. Однако температура воздуха после секции охлаждения ниже допустимой температуры, при которой воздух может быть подан в чистое помещение.

В этой связи возникает необходимость дополнительного подогрева воздуха до нормируемой температуры, что реализуется в секции воздухонагревателя 5.

Далее воздух поступает в вентиляторную камеру 8. После чего он проходит вторичную фильтрацию, а затем подается в чистое помещение по воздуховодам 9.

В случае, когда влажность наружного воздуха является недостаточной (как правило, в холодный период года), его влажность доводится до требуемых значений в секции парового увлажнения, которая состоит из двух основных элементов: парогенератора 7 и трубки 6, через которую осуществляется подача пара в установку. Также в холодный период года для нагрева наружного воздуха используется воздухонагреватель 5'.

Более подробно принцип действия установки на основе данной схемы описан в источниках [3, 87].

Основное преимущество данной схемы, как уже было отмечено, - это ее простота, а значит и самая низкая цена с точки зрения капитальных затрат. Однако данная схема крайне неэкономична в связи с высокими затратами энергии на подготовку воздуха.

С целью сокращения затрат энергии на охлаждение и нагрев наружного воздуха широко применяются установки кондиционирования воздуха с рециркуляцией.

Установка кондиционирования воздуха с первой рециркуляцией [64, 87].

На рисунке 1.2 представлена схема наиболее простой установки кондиционирования воздуха с первой рециркуляцией удаляемого воздуха. Основное отличие данной схемы от предыдущей заключается в подмешивании рециркуляционного воздуха 11 к наружному воздуху 1 в секции смешения 12 [64, 87].

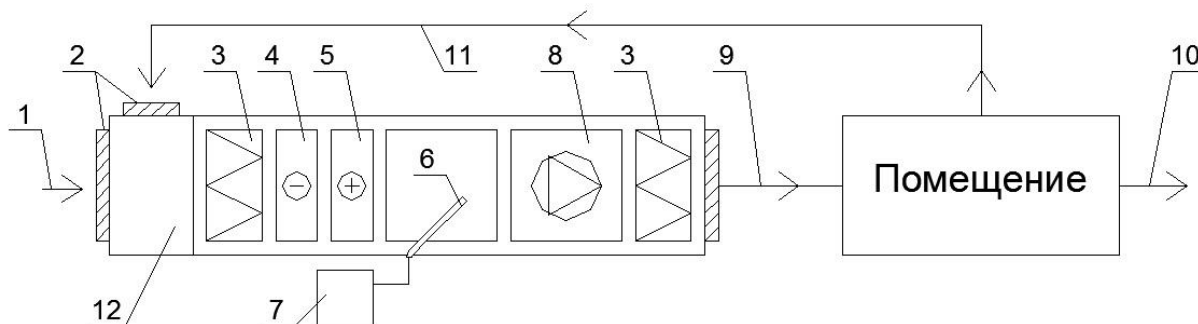


Рисунок 1.2 – Установка кондиционирования воздуха с первой рециркуляцией

Подобное решение позволяет уменьшить расход энергии на охлаждение приточного воздуха в теплый период и на нагрев – в холодный период без существенного увеличения капитальных затрат. Так как для охлаждения/нагрева смеси наружного и рециркуляционного воздуха требуется значительно меньше энергии, чем для нагрева/охлаждения только наружного воздуха при аналогичном расходе. Это объясняется тем, что основные параметры (температура и влажность) рециркуляционного воздуха практически идентичны параметрам воздуха на входе в чистое помещение [87].

Установка кондиционирования воздуха с первой и второй рециркуляцией [64].

Схема установки, представленная на рисунке 1.3, характеризуется более эффективным использованием рециркуляции, в сравнении со схемой, представленной на рисунке 1.2.

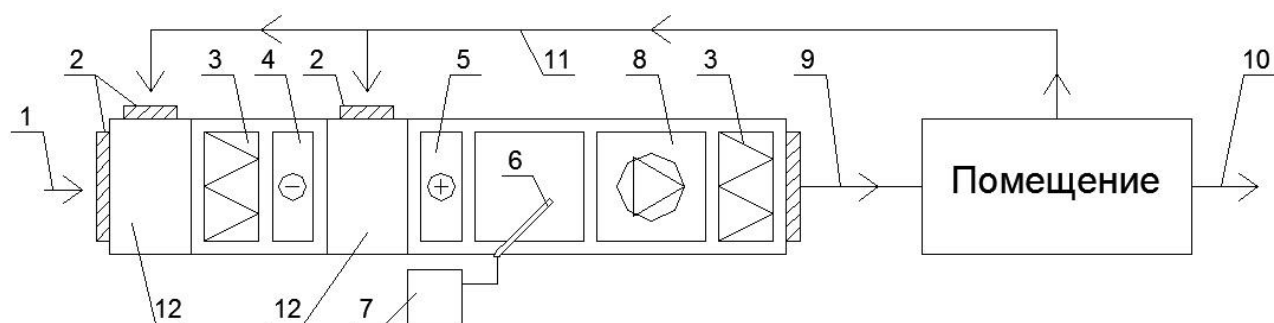


Рисунок 1.3 – Установка кондиционирования воздуха с первой и второй рециркуляцией

Основное отличие данной схемы от предыдущей схемы, заключается в том, что подмешивание рециркуляционного воздуха осуществляется в два этапа [64]: непосредственно на входе в установку, а также после секции охлаждения 4. Подобное решение обладает следующим положительным энергетическим эффектом:

- сокращение затрат энергии на охлаждение/осушение приточного воздуха 9, за счет того, что один из двух потоков рециркуляционного воздуха проходит лишь частичную подготовку (без охлаждения/осушения);
- сокращение затрат энергии, потребляемой воздухонагревателем 5, что обусловлено дополнительным нагревом потока воздуха во второй камере смешения за счет подмешивания рециркуляционного воздуха.

Установка кондиционирования воздуха с первой и второй рециркуляцией и дополнительными секциями нагрева и охлаждения приточного воздуха [87].

Схема, представленная на рисунке 1.3, послужила основой для ряда других схем, призванных еще больше сократить затраты на кондиционирование приточного воздуха. Так W. Qian и M. Qinglin в своей статье [87] предложили свой вариант схемы (рисунок 1.4).

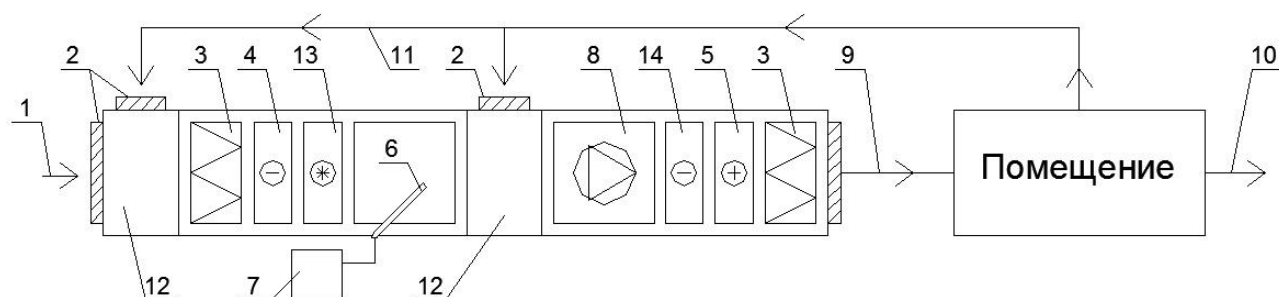


Рисунок 1.4 – Установка кондиционирования воздуха с первой и второй рециркуляцией и дополнительными секциями нагрева и охлаждения приточного воздуха

Согласно W. Qian и M. Qinglin процесс кондиционирования воздуха в данной схеме происходит следующим образом.

В теплый период требуемый объем наружного воздуха 1 попадает в первую секцию смешения 12, однако он не смешивается с рециркуляционным воздухом 11, (так как воздушный клапан в теплый период года большую часть времени находится в закрытом состоянии), а сразу же направляется в секцию первичной фильтрации 3. После чего наружный воздух проходит два этапа осушения: в секции 4, работающей по схеме с промежуточным холодоносителем (вода) и в секции 13, работающей по схеме с непосредственным испарением хладагента. Далее воздух пересекает секцию увлажнения, которая активна только в холодный период года. После чего охлажденный/осушенный наружный воздух смешивается с рециркуляционным воздухом во второй секции смешения. В следующей секции 14 происходит процесс охлаждения смеси наружного и рециркуляционного воздуха (без осушения). После чего воздух поступает в секцию воздухонагревателя 5, которая активна только в холодный период года. Далее воздух проходит вторичную фильтрацию, а затем подается в чистое помещение по воздуховодам 9.

По утверждению W. Qian и M. Qinglin [87] процесс двухступенчатого осушения наружного воздуха (в секциях 3, 14) позволяет существенно уменьшить затраты энергии на охлаждение промежуточного теплоносителя (воды), так как нет необходимости охлаждать воду до таких низких температур, которые необходимы для достаточного осушения воздуха, в случае, когда секция 4 является единственным источником холода (рисунок 1.3). В результате, суммарные затраты энергии на охлаждение/осушение воздуха ниже, чем для системы, представленной на рисунке 1.3. Также, решение использовать несколько секций охлаждения и нагрева, по утверждению авторов [87], обеспечивает независимое регулирование температуры и влажности приточного воздуха.

Соотношение затрат энергии на кондиционирование приточного воздуха представлено в таблице 1.2. В качестве экспериментального объекта выступал медицинский центр, расположенный в г. Гуанчжоу (КНР). Площадь чистых помещений медицинского центра – 155 м². Остальные параметры объекта, а также процесс расчета более подробно представлен в [87].

Таблица 1.2 – Соотношение затрат энергии на кондиционирование приточного воздуха

Схема кондиционирования	Затраты энергии на охлаждение/осушение приточного воздуха, кВт	Затраты энергии на нагрев приточного воздуха, кВт
Схема, представленная на рисунке 1.2	40,4	25,1
Схема, представленная на рисунке 1.4	16,3	0,89

Прямоточная установка кондиционирования воздуха с рециркуляционной воздушной установкой [65].

Следующая схема установки кондиционирования воздуха также может быть отнесена к группе установок, основанных на принципе рециркуляции (рисунок 1.5).

Основное ее отличие заключается в том, что весь процесс подготовки воздуха осуществляется в двух отдельных установках: установке кондиционирования

воздуха (УКВ) и рециркуляционной воздушной установке (РВУ). Подготовка воздуха в системе, построенной по данной схеме, происходит следующим образом:

Наружный воздух проходит предварительную подготовку в УКВ, далее он направляется по воздуховодам в РВУ, где смешивается с рециркуляционным потоком. После чего, пройдя обработку в РВУ, воздух направляется в чистое помещение.

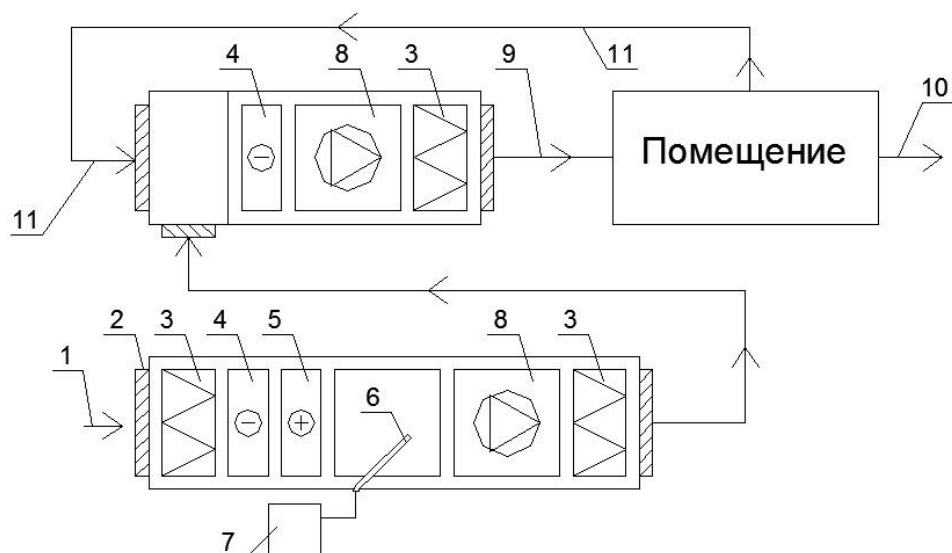


Рисунок 1.5 – Установка кондиционирования воздуха с рециркуляционной воздушной установкой

Основное преимущество данного решения заключается в том, что оно позволяет значительно уменьшить размеры УКВ, в частности всех входящих в ее состав функциональных элементов (секции фильтрации 3, воздухонагревателя 5, вентилятора 8 и других). Так как в крупных комплексах чистых помещений соотношение объемов наружного и рециркуляционного воздуха нередко составляет 1/10 [81, 82].

Так например, в лабораторном комплексе FIRST, расположенном в Швейцарской высшей технической школе Цюриха – ETH Zurich (площадь чистых помещений около 500 м^2), при общем расходе воздуха в чистом помещении – $300\,000 \text{ м}^3/\text{ч}$, объем свежего воздуха составляет – $20\,000 \text{ м}^3/\text{ч}$. Таким образом, соотношение расходов воздуха составляет: $1 \text{ м}^3/\text{ч}$ свежего воздуха на $15 \text{ м}^3/\text{ч}$ общего расхода.

Прямоточная установка кондиционирования воздуха с осевым вентилятором и контуром сухого охлаждения [65].

Процесс кондиционирования воздуха в установке с осевым вентилятором (рисунок 1.6) происходит следующим образом:

Наружный воздух проходит обработку в установке кондиционирования воздуха, после чего через систему воздуховодов он подается в зону перед мощным осевым вентилятором (ОВ) 12. В системе чаще всего используется осевой (а не центробежный) вентилятор. Обусловлено это тем, что по утверждению S-C. Hu и J-M. Tsao [65] осевые вентиляторы обладают большей единичной производительностью, в сравнении с радиальными/центробежными. Далее приточный воздух смешивается с воздухом, поступающим из чистого помещения, который предварительно охлаждается за счет действия контура сухого охлаждения 14 (КСО), который установлен на выходе воздуха из чистого помещения.

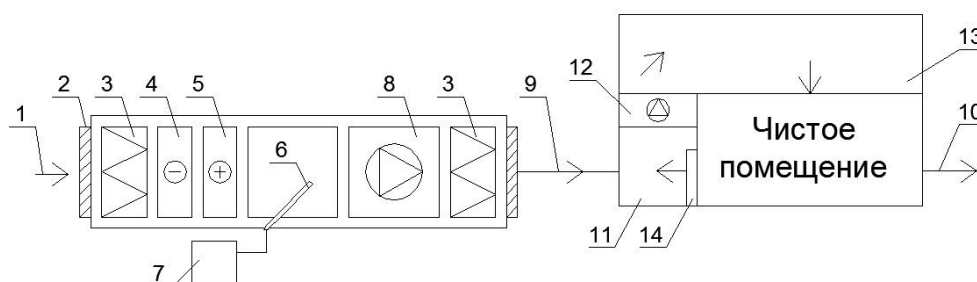


Рисунок 1.6 – Прямоточная установка кондиционирования воздуха с осевым вентилятором и контуром сухого охлаждения

Основная цель КСО заключается в удалении явной теплоты. Затем, с помощью ОВ, смешанный воздух нагнетается в так называемую камеру статического давления (КСД) 13. Далее воздух просачивается (за счет разности давления между КСД и чистым помещением) через высокоэффективные воздушные фильтры в рабочую зону чистого помещения.

По утверждению S-C. Hu и J-M. Tsao [65] система, построенная по данной схеме потребляет меньше энергии, в сравнении с прямоточной установкой (рисунок 1.1) и рядом рециркуляционных схем (рисунки 1.2, 1.3, 1.4, 1.5) при равной производительности.

Следует отметить, что рассмотренной схеме установки присущи определенные недостатки:

- система может быть смонтирована только в специально подготовленном здании, в котором должно быть достаточно свободного места для размещения КСО и ОВ. При этом необходимо располагать специальным техническим этажом и запасом по высоте с целью сооружения КСД. В результате, данная схема является наиболее приемлемой для чистых помещений, обладающих большой площадью (зачастую в несколько тысяч м²);

- как правило, невозможно переоборудовать существующее «обычное» помещение в чистое помещение с рассматриваемой системой по причине сказанного;

- мощный вентилятор, используемый в данной схеме, является источником вибрации и шума, что недопустимо в чистых помещениях. В качестве защиты от шума могут быть использованы дополнительные шумоглушители, что приводит к росту капитальных затрат и аэродинамического сопротивления всей системы. Более того, для защиты от вибрации вентилятор должен быть установлен на отдельном основании, не связанном с основанием чистого помещения, что также ведет к росту капитальных затрат при строительстве;

- требуется особый контроль качества воздуха в зоне между КСО и ОВ 11, так как на этом участке создается пониженное давление;

Прямоточная установка кондиционирования воздуха с дополнительными циркуляционными установками [65].

Данная схема (рисунок 1.7) имеет множество общих черт со схемой кондиционирования воздуха, представленной на рисунке 1.6. Однако в ней, в отличие от схемы, представленной на рисунке 1.6, подача рециркуляционного воздуха осуществляется не по всему объему чистого помещения, а лишь в определенных зонах помещения или отдельных комнатах комплекса чистых помещений (так называемая локальная циркуляция). Для создания локальной циркуляции используются специальные устройства (как правило, имеющие небольшой размер), называемые – циркуляционные установки (ЦУ). ЦУ представляют собой вентиля-

тор со встроенным фильтром (количество ЦУ в системе может быть различным). В результате использования ЦУ повышается кратность воздухообмена в отдельных зонах, а значит и класс чистоты.

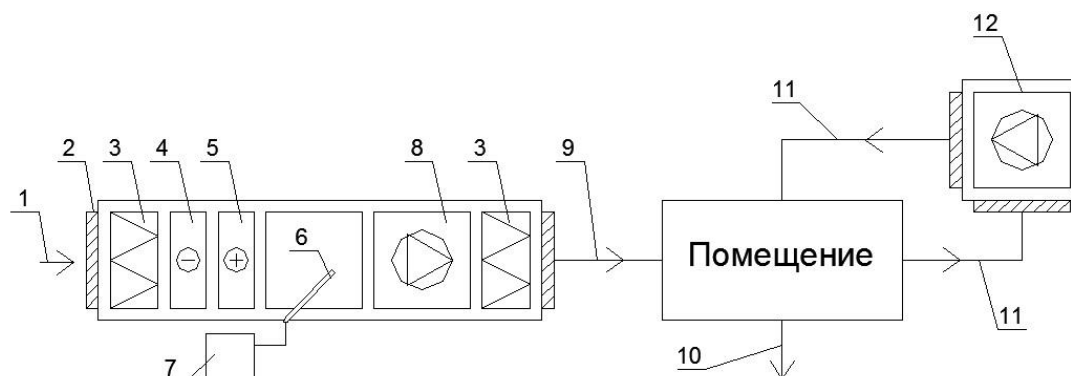


Рисунок 1.7 – Прямоточная установка кондиционирования воздуха с дополнительными циркуляционными установками

Таким образом, использование данной схемы позволяет снизить затраты энергии на подготовку и циркуляцию воздуха за счет уменьшения количества воздуха прошедшего полную подготовку в установке кондиционирования воздуха. Однако строительство чистого помещения по данной схеме требует значительного объема дополнительного свободного пространства для расположения ЦУ и воздуховодов 11.

Очевидно, что использование рециркуляции удаляемого воздуха является наиболее простым и эффективным путем сокращения затрат на подготовку воздуха [100, 106]. Это в равной мере относится ко всем схемам, представленным на рисунках 1.2-1.7.

Однако, как уже было отмечено во введении к диссертации, подобные системы (с непосредственным смешением потоков приточного и удаляемого воздуха) не могут быть использованы в чистых помещениях, в которых ведется работа с веществами, представляющими опасность химического загрязнения или бактериологического заражения.

Таким образом, единственной схемой, которая может быть использована в чистых помещениях рассматриваемого типа без каких-либо существенных ограничений является схема прямоточной установки, представленная на рисунке 1.1.

Однако данная схема наименее экономична, в сравнении с остальными рассмотренными схемами. Так, согласно анализу, проведенному S-C. Hu и J-M. Tsao [65], затраты энергии на подготовку воздуха в рециркуляционных схемах в определенных условиях могут быть ниже затрат энергии на подготовку воздуха в приточной установке в 3 и более раз.

В то же время существует ряд других решений, использующих энергию удаляемого воздуха для кондиционирования приточного воздуха без непосредственного смешивания этих потоков. Одним из таких решений является использование теплоутилизаторов.

Установка кондиционирования воздуха с утилизацией теплоты с применением промежуточного теплоносителя [51].

Конструкция данной установки представлена на рисунке 1.8. Данная схема во многом аналогична схеме стандартной приточной установки. Основное ее отличие заключается в наличии дополнительного гидравлического контура, который соединяет теплообменники 12 [51]. В качестве промежуточного теплоносителя в зависимости от климата используется вода или незамерзающая жидкость, чаще всего 40-процентный раствор этиленгликоля в дистиллированной воде. Теплота, поглощаемая из потока удаляемого воздуха, промежуточным теплоносителем переносится во второй теплообменник, через который передается потоку приточного воздуха. В зависимости от конструкции водовоздушных теплообменников и используемой запорно-регулирующей арматуры, эффективность подобного теплоутилизатора может достигать 45-50% [16].

Подобное решение обладает следующими преимуществами:

- в холодный период года теплоноситель (вода или гликоль), циркулирующий между теплообменниками 12, передает тепловую энергию от воздуха, удаляемого из чистого помещения наружному воздуху, тем самым сокращается нагрузка на воздухонагреватель 5;
- в теплый период года тепловая энергия, передаваемая теплоносителем от удаляемого воздуха, позволяет нагреть воздух, прошедший процесс охлаждения;

ния/осушения в секции 4 до температуры подачи воздуха в пространство чистого помещения;

- отсутствует необходимость смежного расположения приточного и вытяжного воздухопроводов, что исключает надобность изменения их трассировки при реконструкции существующих систем вентиляции и кондиционирования воздуха;
- перетекание загрязненного воздуха из вытяжки в приток полностью исключено, поскольку приточная и вытяжная установки изолированы друг от друга.

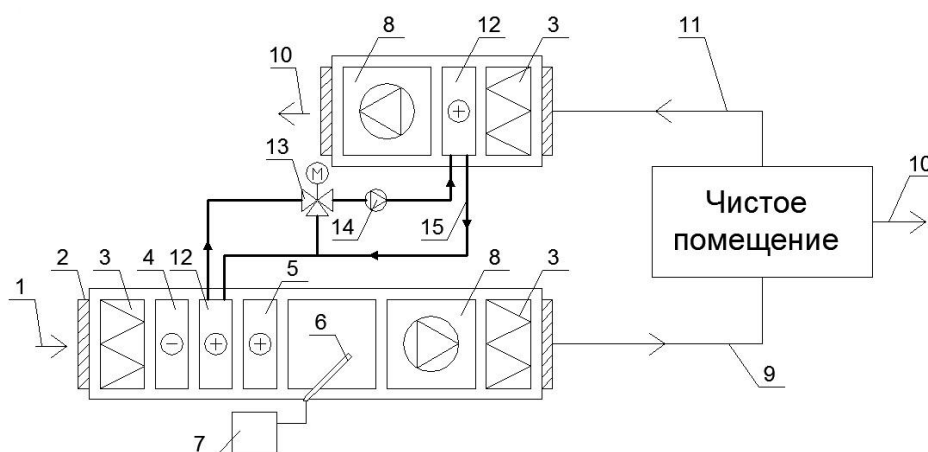


Рисунок 1.8 –Установка кондиционирования воздуха с утилизацией теплоты с применением промежуточного теплоносителя

- 1 – наружный воздух; 2 – воздушный клапан; 3 – воздушный фильтр; 4 – секция охлаждения;
 5 – воздухонагреватель; 6 – трубка, подающая пар; 7 – парогенератор; 8 – вентилятор;
 9 – приточный воздух; 10, 11 – удаляемый воздух; 12 – теплообменник; 13 – трехходовой клапан; 14 – насос.

Основные недостатки данной схемы, в сравнении с прямоточной установкой следующие:

- увеличение капитальных затрат, связанное с сооружением дополнительного гидравлического контура;
- наличие дополнительного циркуляционного насоса и запорно-регулирующей арматуры обуславливают необходимость дополнительного эксплуатационного технического обслуживания;

- расход электроэнергии, потребляемой циркуляционным насосом 14 и дополнительным расходом электроэнергии, потребляемой вентиляторами на преодоление добавленных потерь давления на притоке и вытяжке.

Приточно-вытяжная установка кондиционирования воздуха с пластинчатым теплоутилизатором [14, 21, 30, 31].

В следующей схеме установки (рисунок 1.9), как и в установке с гидравлическим контуром (рисунок 1.8), осуществляется процесс передачи теплоты от удаляемого воздуха к приточному. Однако, в установке, представленной на рисунке 1.9, передача тепловой энергии осуществляется с помощью пластинчатого теплоутилизатора, конструкция которого может быть различной [14, 21, 30, 31].

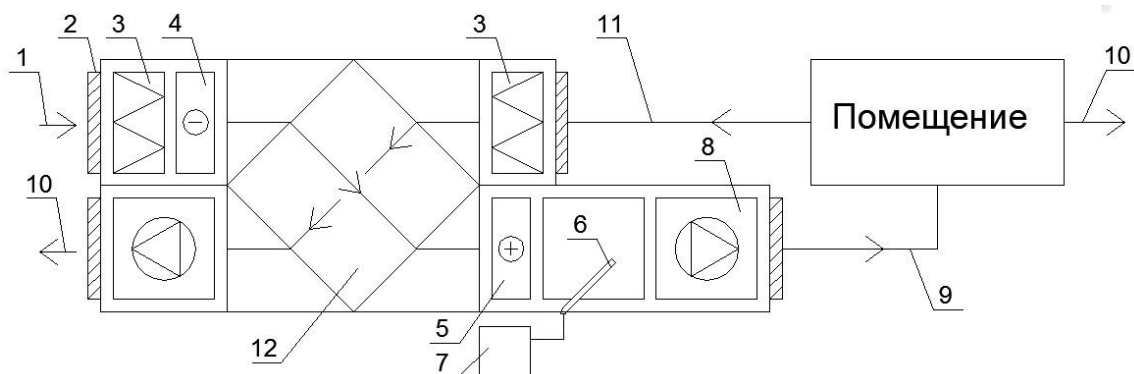


Рисунок 1.9 – Приточно-вытяжная установка кондиционирования воздуха с пластинчатым теплоутилизатором

1 – наружный воздух; 2 – воздушный клапан; 3 – воздушный фильтр; 4 – секция охлаждения;
5 – воздухонагреватель; 6 – трубка, подающая пар; 7 – парогенератор; 8 – вентилятор;
9 – приточный воздух; 10, 11 – удаляемый воздух; 12 – пластинчатый теплоутилизатор;

Использование данной схемы в большинстве случаев является наиболее предпочтительной, в сравнении со схемой, представленной на рисунке 1.8. Обусловлено это следующим:

- пластинчатые теплоутилизаторы имеют относительно простую конструкцию и не содержат движущихся частей, что обеспечивает их надежность;
- более низкие капитальные затраты, так как пластинчатый теплоутилизатор, как правило, дешевле, чем суммарная стоимость всех элементов гидравлического контура.

- более высокая эффективность теплопередачи между удаляемым и приточным воздухом в сравнении с теплоутилизатором с промежуточным теплоносителем.

Однако существуют и определенные недостатки:

- необходимость расположения приточной и вытяжной установки в едином корпусе, что не всегда возможно;

- конструкция большинства пластинчатых теплоутилизаторов допускает попадание некоторого количества удаляемого воздуха в поток приточного воздуха, что ограничивает их использование в чистых помещениях рассматриваемого типа. Тем не менее, существует ряд пластинчатых теплоутилизаторов, конструкция которых обеспечивает 100%-ную герметичность. Однако стоимость подобных теплоутилизаторов существенно выше;

- при использовании пластинчатого теплоутилизатора при низких температурах наружного воздуха возможно выпадение конденсата со стороны удаляемого воздуха и его замерзание, что негативно сказывается на работе теплообменника [16]. Решить данную проблему можно следующими путями:

- а) организацией дополнительного обводного воздушного канала, который перенаправляет весь поток наружного воздуха в обход пластинчатого теплоутилизатора, в случае обмерзания последнего [16];

- б) использованием дополнительного воздушонагревателя, устанавливаемого до пластинчатого теплоутилизатора. В результате, в воздушонагревателе происходит нагрев наружного воздуха до температуры, исключающей замерзание конденсата;

- в) дополнительным нагревом удаляемого воздуха, что также исключает замерзание конденсата.

Однако все вышеописанные методы борьбы с замерзанием конденсата существенно снижают эффективность пластинчатых теплоутилизаторов.

Схема установки кондиционирования воздуха с использованием тепловых труб [10].

В случае, когда приточная и вытяжная установка расположены в едином корпусе, для передачи тепловой энергии от удаляемого воздуха к приточному могут использоваться, так называемые, тепловые трубы, которые представляют собой фреоновый контур. В данном контуре циклическим образом осуществляются фазовые переходы теплоносителя из жидкого в газообразное состояние и обратно [10]. Схема тепловой трубы представлена на рисунке 1.10.

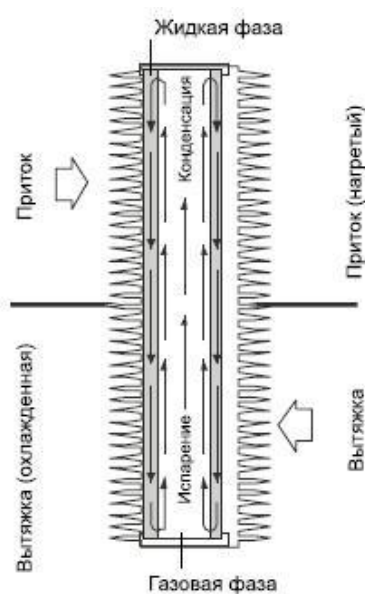


Рисунок 1.10 – Схема тепловой трубы

Эффективность тепловых труб составляет от 45 до 65% и может регулироваться за счет изменения наклона по отношению к вертикальному положению.

Основные достоинства использования тепловых труб следующие:

- исключается перетекание загрязненного воздуха из вытяжки в приток;
- компактность;
- отсутствие энергозатрат на эксплуатацию тепловых труб.

Однако, как и в случае использования пластинчатого теплоутилизатора, использование тепловых труб возможно лишь в случае непосредственного примыкания приточного и вытяжной установки или их воздухопроводов.

Следует отметить, что решения, представленные на рисунках 1.8-1.10, в большинстве случаев способны обеспечить лишь часть потребности тепловой

энергии для нагрева приточного воздуха. Более того, эффективность таких схем зависит от ряда параметров потока удаляемого воздуха (температура, скорость потока и объем воздуха). В результате для поддержания требуемых параметров приточного воздуха следует использовать дополнительные воздухонагревающие устройства.

В настоящее время все большее распространение в системах вентиляции получают тепловые насосы, которые могут быть использованы для осушения, охлаждения и нагрева приточного воздуха.

Схемы кондиционирования воздуха с использованием теплового насоса [74].

На рисунке 1.11 представлена схема приточно-вытяжной установки, в которой тепловой насос используется для охлаждения/осушения наружного воздуха в теплый период года.

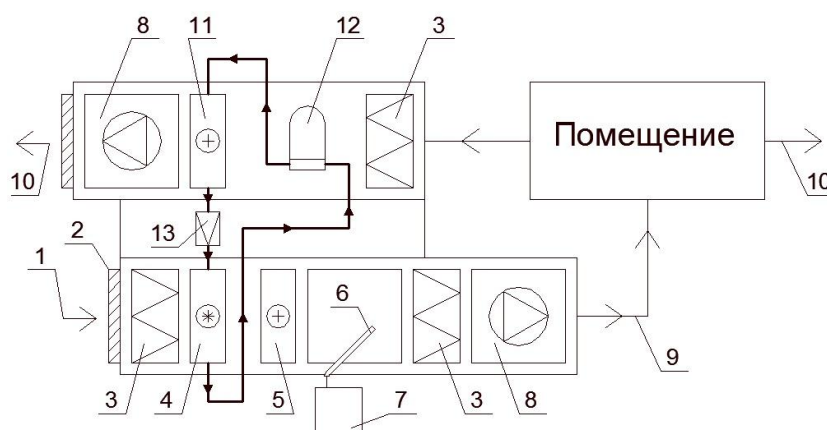


Рисунок 1.11 – Приточно-вытяжная установка с охлаждением наружного воздуха с помощью теплового насоса

- 1 – поток наружного воздуха; 2 – воздушный клапан; 3 – воздушный фильтр; 4 – испаритель;
 5 – воздухонагреватель; 6 – трубка, подающая пар; 7 – парогенератор; 8 – вентилятор;
 9 – приточный воздух; 10 – удаляемый воздух; 11 – конденсатор; 12 – компрессор;
 13 – дросселирующее устройство.

В теплый период года в установке, основанной на данной схеме, охлаждение/осушение наружного воздуха происходит при его контакте с испарителем 4. Далее в воздухонагревателе 5 осуществляется догрев воздуха перед его подачей в помещение. Теплосъем с поверхности конденсатора 11, необходимый для сбалансированной работы теплового насоса осуществляется с помощью потока удаляе-

мого воздуха. Также теплосъем может быть осуществлен с помощью наружного воздуха; В таком случае используется внешний конденсатор (рисунок 1.12).

Основное отличие схем, представленных на рисунках 1.11 и 1.12, друг от друга заключается в том, что в одной из них (рисунок 1.11) работа теплового насоса в определенной мере зависит от температуры воздуха, удаляемого из помещения, а в другой (рисунок 1.12) – от температуры наружного воздуха.

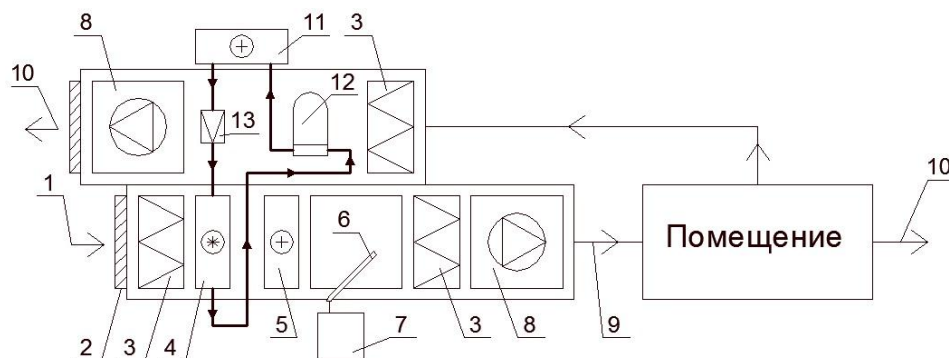


Рисунок 1.12 –Приточно-вытяжная установка с охлаждением наружного воздуха с помощью теплового насоса

- 1 – поток наружного воздуха; 2 – воздушный клапан; 3 – воздушный фильтр;
 4 - испаритель; 5 – воздухонагреватель; 6 – трубка, подающая пар; 7 - парогенератор;
 8 – вентилятор; 9 – приточный воздух; 10 – удаляемый воздух;
 11 – внешний конденсатор; 12 – компрессор; 13 – дросселирующее устройство.

В следующей схеме (рисунок 1.13) для охлаждения приточного воздуха также используется тепловой насос. Однако в ней передача тепловой энергии между воздухом приточным и удаляемым воздухом осуществляется через дополнительные водо-воздушные теплообменники 4 и 12, которые объединены с парокомпрессионной холодильной установкой.

В сравнении со схемами, представленными на рисунках 1.11 и 1.12, капитальные затраты для такой схемы несколько выше (т.к. в установке присутствуют два дополнительных гидравлических контура, объединяющие водо-воздушные теплообменники с ПКХМ). Однако решение использовать водо-воздушные теплообменники упрощает процесс регулирования параметров приточного и, если это удаляемого воздуха.

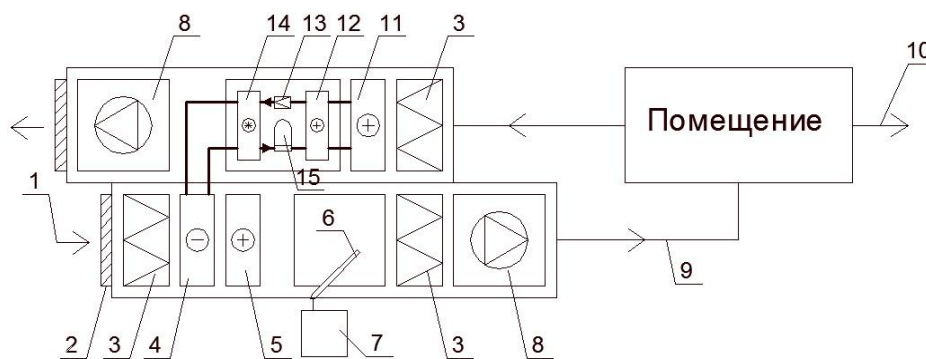


Рисунок 1.13 – Приточно-вытяжная установка с тепловым насосом и промежуточным холодо/теплоносителем

- 1 – поток наружного воздуха; 2 – воздушный клапан; 3 – воздушный фильтр;
 4, 11 – водо-воздушный теплообменник охладителя; 5 – воздухонагреватель;
 6 – трубка, подающая пар; 7 – парогенератор; 8 – вентилятор; 9 – приточный воздух;
 10 – удаляемый воздух; 12 – конденсатор ПКХМ; 13 – дросселирующее устройство;
 14 – испаритель ПКХМ; 15 – компрессор.

Схемы кондиционирования воздуха с использованием теплового насоса и роторного регенератора.

В настоящее время все чаще встречаются установки кондиционирования, в которых тепловой насос используется совместно с роторным регенератором.

В соответствии с источником [10, 51] роторные регенераторы классифицируются как рекуператоры с вращающимся аккумулятором тепла.

Ротор снабжен насадкой, обладающей высокой теплоемкостью, которая при использовании противоточной схемы попеременно нагревается и охлаждается тепловыделяющим и теплопоглощающим воздушными потоками. Типовая схема, а также принцип работы установки кондиционирования воздуха на базе роторного регенератора представлены в [10].

В общем виде схема, совмещающая в себе роторный регенератор и тепловой насос, представлена на рисунке 1.14.

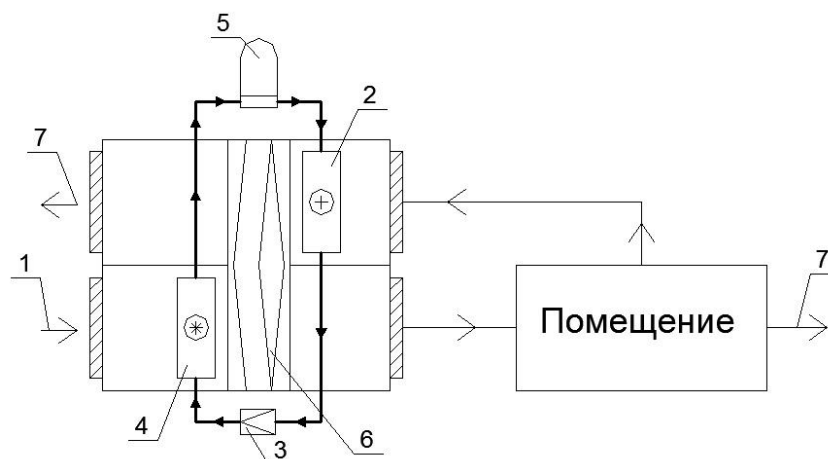


Рисунок 1.14 – Схема установки с предварительным охлаждением/осушением наружного воздуха с помощью теплового насоса

1 – наружный воздух; 2 – конденсатор; 3 – дросселирующее устройство; 4 – испаритель; 5 – компрессор; 6 – роторный регенератор; 7 – удаляемый воздух.

В данном случае, как и в случае с системами, представленными на рисунках 1.11 и 1.12, для охлаждения наружного воздуха в теплый период используется тепловой насос.

Охлаждение/осушение наружного воздуха происходит при его контакте с испарителем 4. Однако, в отличие от схем, представленных на рисунках 1.11 и 1.12, дополнительный нагрев приточного воздуха перед его подачей в помещение осуществляется не с помощью электрического или водяного воздухонагревателя, а с помощью роторного регенератора 6. В рассматриваемой схеме, как и случае со схемой, представленной на рисунке 1.11, необходимый теплосъем с поверхности конденсатора 2 осуществляется с помощью потока удаляемого воздуха. Подобное решение позволяет добиться дополнительного положительного эффекта, так как с возрастанием температуры удаляемого воздуха, возрастает количество теплоты, передаваемое наружному воздуху роторным регенератором 6.

Дополнительно, в установке с роторным регенератором может осуществляться контроль эффективности передачи тепловой энергии и влаги к приточному воздуху за счет регулирования скорости вращения ротора.

Помимо схемы с одним роторным регенератором, существуют схемы с двумя роторными регенераторами, одна из которых представлена на рисунке 1.15.

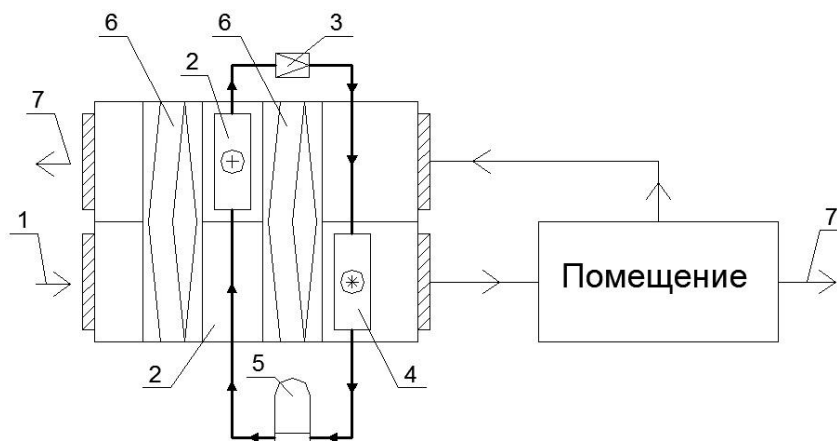


Рисунок 1.15 – Схема установки с осушителем, теплоутилизатором и тепловым насосом
 1 – наружный воздух; 2 – конденсатор; 3 – дросселирующее устройство; 4 – испаритель;
 5 – компрессор; 6 – сорбционный регенератор; 7 – удаляемый воздух.

Принцип действия, а также другие схемы совместного использования теплового насоса и роторных регенераторов подробно представлены в [74].

Важно отметить, что все схемы, основанные на использовании роторного регенератора, наравне с обозначенными достоинствами обладают и рядом недостатков:

- необходимость параллельного расположения приточного и вытяжного воздуховодов в непосредственной близости друг от друга;
- дополнительный расход электроэнергии, потребляемой приводом ротора и вентиляторами на преодоление добавленной потери напора на притоке и вытяжке.

Однако главный недостаток таких систем является перетекание значительного объема воздуха из вытяжки в приток, что является недопустимым, в случае если речь идет об их применимости в чистых помещениях рассматриваемого типа.

В результате сравнительного анализа схем установок кондиционирования воздуха, могут быть сделаны следующие выводы:

Прямоточная установка (рисунок 1.1) может быть использована в чистых помещениях любого типа. Подобная установка характеризуется своей простотой, что положительно сказывается на размере капитальных затрат при ее сооружении. Однако ее простота заключается в том, что в ней не используется никаких реше-

ний по сокращению затрат энергии на подготовку воздуха. Таким образом, данная схема потребляет наибольшее количество энергии на подготовку воздуха, среди всех рассмотренных в данном исследовании схем установок кондиционирования.

В качестве альтернативы приточной установке в современных системах вентиляции и кондиционирования воздуха широко используются установки с рециркуляцией удаляемого воздуха. Это обусловлено тем, что рециркуляция является одним из эффективнейших способов повышения энергоэффективности установок кондиционирования воздуха, так как она позволяет сократить в разы затраты энергии на нагрев и охлаждение/осушение приточного воздуха без существенного увеличения капитальных затрат. Однако тот факт, что рециркуляция подразумевает возврат удаляемого воздуха в пространство помещения, полностью исключает ее использование в чистых помещениях, в которых ведется работа с веществами, представляющими опасность химического загрязнения или бактериологического заражения.

Центральный кондиционер с циркуляционными установками (ЦУ) также основана на принципе рециркуляции. В отличие от вышеупомянутых схем, она позволяет осуществлять локальную циркуляцию. Это значит, что данная схема все же может быть использована в чистых помещениях рассматриваемого типа, но с множеством ограничений. Использование ЦУ допустимо только в определенных зонах, в которых отсутствует угроза образования и накопления веществ, представляющих опасность химического загрязнения или бактериологического заражения.

Установка, включающая в себя теплоутилизатор с промежуточным теплоносителем (дополнительным гидравлическим контуром) может быть использована в чистых помещениях различного типа. При этом, ее использование позволяет сократить затраты энергии на дополнительный нагрев воздуха в холодный период года за счет передачи тепловой энергии от удаляемого воздуха. Однако, при использовании такой схемы появляются дополнительные эксплуатационные затраты за счет энергии, потребляемой циркуляционным насосом. Также сооружение гид-

равлического контура неизбежно сопровождается увеличением капитальных затрат.

Установка с пластинчатым теплоутилизатором также может быть использована в чистых помещениях. В случае использования данной схемы в чистых помещениях рассматриваемого типа необходимо использовать пластинчатые регенераторы, не допускающие смешения потоков приточного и удаляемого воздуха.

Использование тепловой трубки (рисунок 1.10) позволяет сократить затраты на нагрев приточного воздуха, однако возможности ее применения имеют ряд ограничений.

Установки с тепловым насосом также могут быть использованы в чистых помещениях. Их работа в значительной мере зависит от параметров удаляемого воздуха, которые могут варьироваться в определенных пределах.

Установки с роторным регенератором обладают существенным энергетическим эффектом в сравнении с прямоточной установкой кондиционирования. Однако использование роторного регенератора в чистых помещениях рассматриваемого типа – недопустимо.

1.2.2 Преимущества и недостатки существующих схем подачи воздуха в чистое помещение

В данной части работы рассмотрены основные схемы подачи воздуха в пространство чистого помещения.

Схема вентилирования помещения с помощью воздухораспределителей [37].

При использовании данной схемы подача воздуха в помещение осуществляется так же, как и в большинстве общественных помещений (рисунок 1.16).

Воздух, прошедший обработку в установке кондиционирования воздуха (рисунок 1.16), по системе воздуховодов подается в чистое помещение через воздухораспределители, которые могут быть установлены как в потолке, так и в стенах помещения (рисунок 1.17).

Очевидно, что при использовании данной схемы воздушные потоки в помещении распространяются в различных направлениях и с различной скоростью.

Чистые помещения, воздухораспределение в которых организовано по такой схеме получили название *турбулентно вентилируемые чистые помещения*.

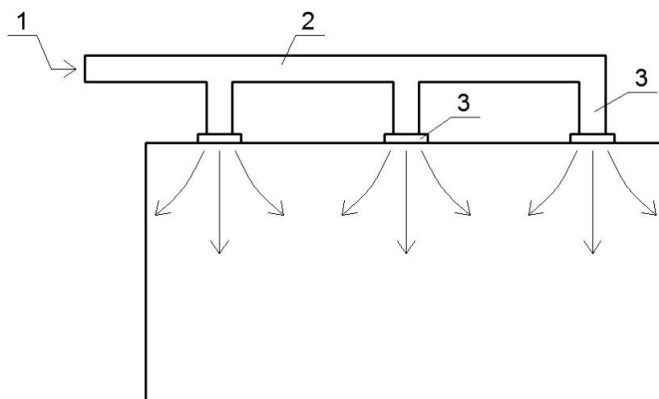


Рисунок 1.16 – Схема подачи воздуха с помощью потолочных воздухораспределителей

1 – приточный воздух; 2 – воздуховоды; 3 – воздухораспределители



Рисунок 1.17 – Потолочные воздухораспределители

При внешней схожести процесса вентилирования для общественных помещений и чистых помещений, схема, используемая в чистых помещениях, обладает рядом характерных особенностей:

- использование высокоэффективных воздушных фильтров [70] на входе в чистое помещение (как правило, они устанавливаются непосредственно в корпус воздухораспределителя);
- большой объем подаваемого (очищенного) в помещение воздуха;
- движение воздуха в чистом помещении организовано особым образом, способствующим удалению загрязнений;

- создание избыточного давления в чистых зонах;
- использование оборудования и отделочных материалов высокого качества, которые не должны быть источниками загрязнений.

В целом максимально возможный уровень чистоты рабочей зоны в турбулентно вентилируемых чистых помещениях примерно соответствует классу чистоты ИСО 6 (За редким исключением – ИСО 5, но более вероятный – ИСО 7).

С целью обеспечения более высоких классов чистоты следует использовать помещения с однонаправленным потоком воздуха [37].

Наименование данного типа чистых помещений достаточно точно характеризует движение потока воздуха (рисунок 1.18). Так, в помещениях с однонаправленным движением воздуха воздушный поток направлен в одну сторону (горизонтально или вертикально) с постоянной скоростью через все пространство помещения [34, 35].

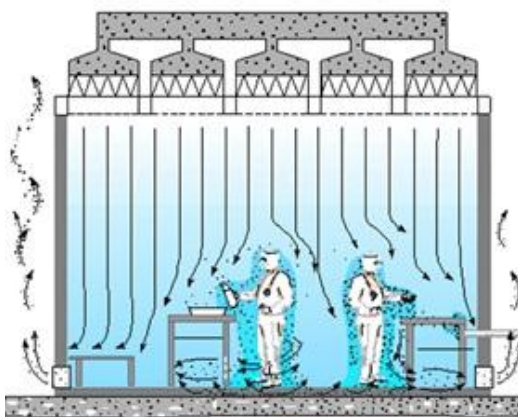


Рисунок 1.18 – Помещение с однонаправленным потоком приточного воздуха

В чистых помещениях с вертикальным воздушным потоком воздух движется вниз через помещение подобно воздушному поршню. В результате, взвешенные в воздухе частицы загрязнителя «вытесняются» потоком воздуха в направлении пола, после чего, совместно с потоком воздуха, они удаляются из помещения через перфорированный пол или решетки [72].

Таким образом, взвешенные в воздухе микрозагрязнения могут быть немедленно удалены из чистого помещения однонаправленным потоком воздуха, тогда как удаление загрязнителей из турбулентно вентилируемого помещения основано на смешивании и разбавлении.

Важно отметить, что любое загрязнение, генерируемое вблизи фильтров, может простирается вдоль помещения и ухудшать условия для последующих технологических процессов вдоль потока воздуха. Таким образом, вертикальный поток воздуха обеспечивает лучший контроль загрязнений, потому что рассеиваемые загрязнения в меньшей степени затрагивают продукт.

Чистые помещения с однонаправленным воздушным потоком способны обеспечить высокий класс чистоты, однако количество подаваемого воздуха в эти чистые помещения во много раз больше (в 10-100 раз), чем в турбулентно вентилируемые. Следовательно, такие чистые помещения намного дороже при строительстве и эксплуатации.

Существует несколько схем подачи воздуха, способных сформировать однонаправленный поток.

Наиболее простой из них является схема, основанная на использовании камеры статического давления (КСД).

Схема подачи воздуха с помощью камеры статического давления [37, 67].

В чистых помещениях данного типа поток приточного воздуха 1 подается в камеру статического давления 3 (рисунок 1.19). В результате разности давлений в КСД и пространстве чистого помещения воздух просачивается через группу высокоэффективных воздушных фильтров 2 (HEPA/ULPA).

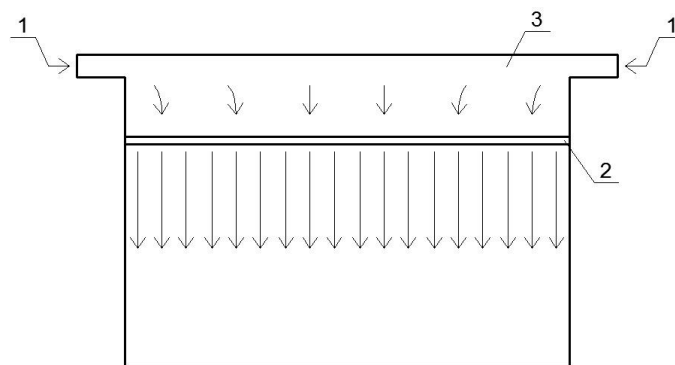


Рисунок 1.19 – Схема подачи воздуха с помощью камеры статического давления

Основные недостатки данной схемы:

- неравномерность распределение статического давления. В зависимости от положения и количества точек подачи воздуха в КСД, а также объема КСД рас-

пределение давлений в различных частях КСД может отличаться, что сказывается на скорости воздуха на входе в чистое помещение в каждой отдельной точке потолка. Данное явление подробно описано в работе Ну и Chuah [67];

- невозможность зонального регулирования;
- необходимость использования мощного вентилятора, способного создать необходимое давление для транспортировки воздуха по воздуховодам к КСД, а также способного создать повышенное давление непосредственно в КСД.

Схема с использованием фильтровентиляционных модулей [54, 58, 110].

Новым словом в технологии организации чистых помещений явилось использование блоков сравнительно небольших устройств, называемых фильтровентиляционные модули (ФВМ). Эта технология начала применяться в конце 80-х годов прошлого века и в настоящее время получила широкое распространение.

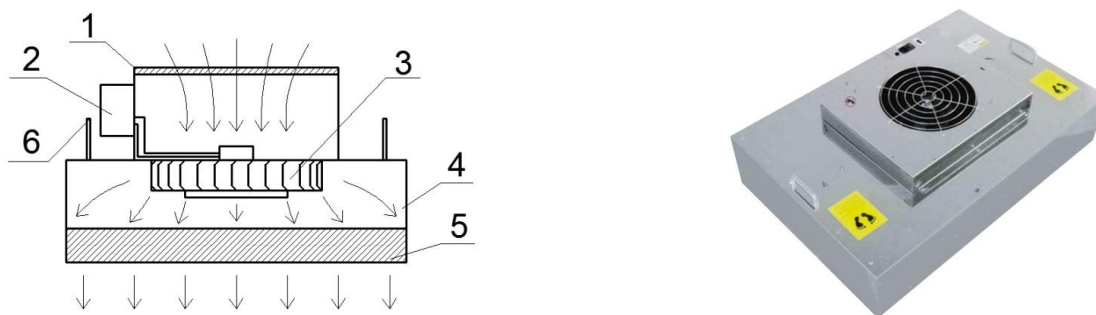


Рисунок 1.20 – Фильтровентиляционный модуль

- 1 – предварительный фильтр; 2 – блок управления приводом вентилятора; 3 – вентилятор; 4 – воздушная камера; 5 – высокоэффективный воздушный фильтр (HEPA/ULPA); 6 – ручки для транспортировки

ФВМ представляет собой единый блок (рисунок 1.20). Принцип действия ФВМ следующий. Воздух, прошедший подготовку в установке кондиционирования направляется в ФВМ. Под воздействием давления, создаваемого вентилятором 3, воздух нагнетается в воздушную камеру ФВМ 4, после чего за счет разницы давлений в воздушной камере 4 и в чистом помещении, воздух «продавливается» в пространство чистого помещения через высокоэффективный (HEPA/ULPA) воздушный фильтр 5. Вентилятор ФВМ снабжен устройством 2, позволяющим регулировать скорость вращения его рабочего вала. Также, большинство ФВМ

снабжены предварительным воздушным фильтром, установленным до вентилятора 1.

Более точное описание ФВМ можно найти у Shih-Cheng Hu, Yew Khoh Chuah, Schen-Chiang Huang [67] и других авторов [54, 58, 110].

Подача воздуха от установки кондиционирования воздуха к ФВМ может быть осуществлена следующими путями:

- установка кондиционирования воздуха напрямую соединена с ФВМ через сеть воздуховодов (рисунок 1.21);

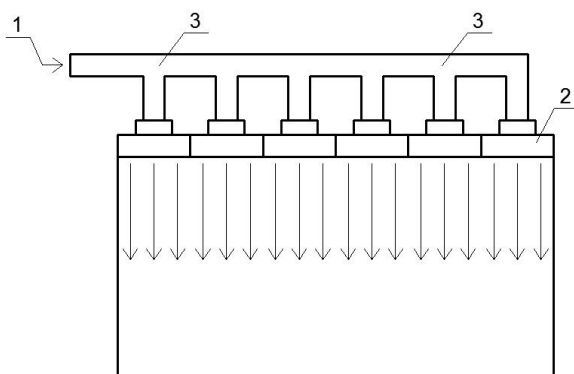


Рисунок 1.21 – Схема подачи воздуха с помощью фильтровентиляционных модулей (вариант 1)

1 – поток приточного воздуха из системы кондиционирования; 2 - фильтровентиляционный модуль; 3 – воздуховоды.

- по системе воздуховодов воздух подается от установки кондиционирования в герметичное подпотолочное пространство (рисунок 1.22), из которого он поступает в ФВМ;

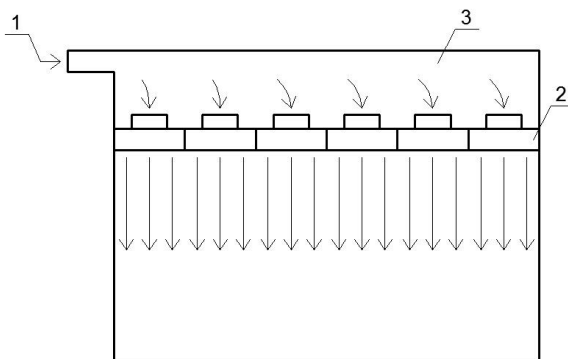


Рисунок 1.22 – Схема подачи воздуха с помощью фильтровентиляционных модулей (вариант 2)

1 – поток приточного воздуха из системы кондиционирования; 2 – фильтровентиляционный модуль; 3 – герметичное подпотолочное пространство (камера).

- по системе воздуховодов воздух подается в сервисное помещение, обладающее значительным объемом, что позволяет расположить в этом помещении отдельные чистые помещения. То есть когда комплекс чистых помещений построен по принципу «помещение в помещении» (рисунок 1.23). В таком случае забор воздуха в пространство чистого помещения осуществляется из пространства сервисного помещения, в котором также могут выполняться различные технологические процессы (менее требовательные к классу чистоты). Подобная схема реализована в лабораторном комплексе FIRST, расположенном в Швейцарской высшей технической школе Цюриха – ETH Zurich.

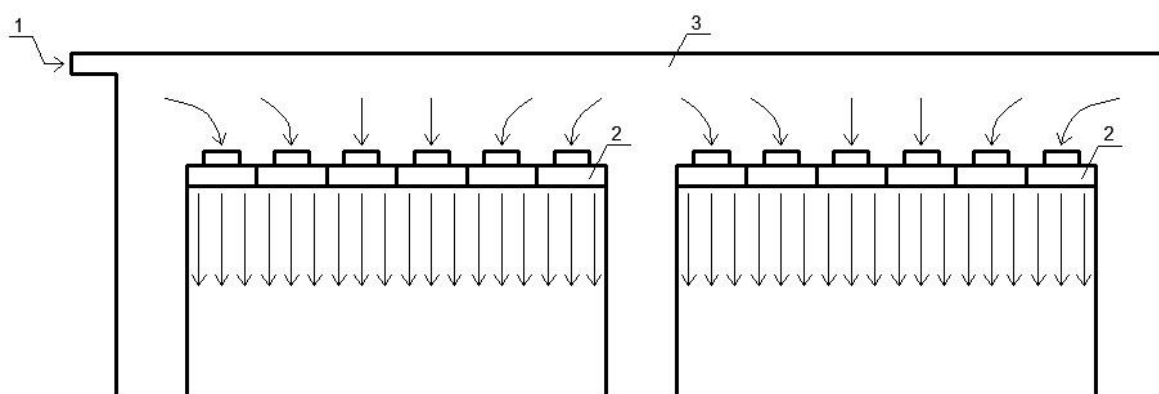


Рисунок 1.23 – Схема подачи воздуха с помощью фильтровентиляционных модулей (вариант 3)

1 – поток приточного воздуха из системы кондиционирования; 2 – фильтровентиляционный модуль; 3 – сервисное помещение.

Важно отметить, что схема на основе ФВМ может быть реализована как с рециркуляцией воздуха, удаляемого из пространства чистого помещения, так и без нее.

Данная схема позволяет не только избежать основных проблем, характерных для схемы с КСД (рисунок 1.19), но и обладает рядом дополнительных преимуществ:

- схема с ФВМ позволяет обеспечить постоянную скорость на входе в чистое помещение по всей плоскости потолка;
- в то же время, схема с ФВМ «делит» все чистое помещение на несколько зон, в каждой из которых, при необходимости, возможно независимое регулирование скорости воздуха;

- упрощается монтаж и доставка оборудования, так как система подачи воздуха на основе данной схемы состоит из сравнительно небольших элементов (ФВМ).

- затраты энергии на обеспечение работы вентиляторов ФВМ ниже чем, затраты энергии на приводе большого вентилятора, используемого в схеме с КСД (согласно результатам исследования Ну и Tsao [66]).

Основной недостаток данной схемы – это высокие капитальные затраты как на оборудование, так и на сооружение герметичного пространства над чистым помещением.

Схема с использованием вентиляторных модулей [107].

Данная схема очень близка по своей конструкции схеме с ФВМ [40]. Ее основное отличие заключается в том, что герметичная камера над потолком чистого помещения состоит из двух отделений (рисунок 1.23), одно из которых – вентиляторная камера, а второе – камера высокоэффективной фильтрации [107].

Принцип действия данной системы заключается в следующем: приточный воздух, прошедший обработку в установке кондиционирования воздуха, по сети воздуховодов поступает в вентиляторную камеру 5. Далее воздух «затягивается» специальными вентиляторными модулями 2, после чего он попадает в камеру высокоэффективной фильтрации 3. Из камеры 3 воздух, за счет избыточного давления, просачивается в чистое помещение.

Основное отличие данной схемы от схемы с ФВМ, заключается в том, что на один вентиляторный модуль приходится несколько HEPA/ULPA фильтров.

В результате используется меньшее количество вентиляторов, при этом мощность отдельного вентилятора ВМ – больше, чем мощность вентилятора ФВМ.

В сравнении со схемой с ФВМ, данная схема обладает рядом существенных преимуществ:

- упрощенное техническое обслуживание. В случае механических проблем с ВМ существует возможность отключения и удаления вышедшего из строя вентилятора без опасности нарушения чистоты помещения или даже без остановки ос-

нового производства, что невозможно в случае с ФВМ, когда требуется удалить модуль и остановить всю работу в чистом помещении;

- согласно анализу Т. Ху [107] данная схема воздухораспределения также характеризуется меньшими затратами энергии на транспортировку воздуха в сравнении со схемой с ФВМ;

Основные недостатки схемы с ВМ:

- система требует значительного свободного пространства для монтажа вентиляторной камеры и камеры высокоэффективной фильтрации;
- большие затраты времени на проведение монтажных работ;
- сравнительно высокие капитальные затраты (хотя и ниже, чем в случае с ФВМ);

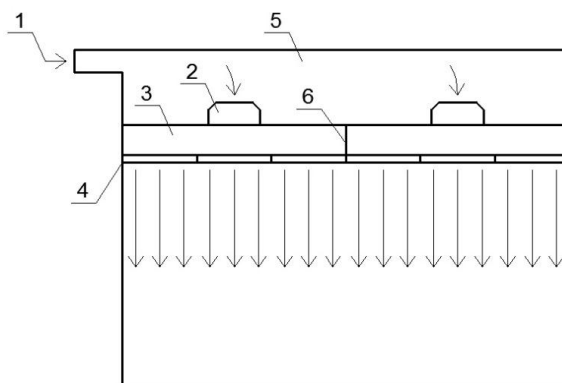


Рисунок 1.24 – Схема подачи воздуха с помощью вентиляторных модулей

1 – поток приточного воздуха из системы кондиционирования; 2 - вентиляторный модуль;
3 – камера высокоэффективной фильтрации; 4 - высокоэффективные воздушные фильтры;
5 – вентиляторная камера; 6 – герметичные перегородки

В некоторых источниках выделяют еще и третий тип чистых помещений – чистые помещения с воздухораспределением смешанного типа. Однако это не совсем верно, так как это не помещения с принципиально новым характером движения воздуха, обладающим определенными аэродинамическими свойствами или другими физическими особенностями, а помещения, в которых присутствуют как зоны с турбулентным потоком, так и однонаправленным.

Примером таких помещений могут служить чистые помещения, в которых подача воздуха осуществляется через ФВМ, однако ФВМ покрывают не 100% потолка рабочей зоны, а лишь часть его.

Другим примером могут служить помещения, используемые в операционных. В подобных помещениях широко используются так называемые модульные перфорированные воздухораздающие панели [8]. Схема воздухораспределения с использованием таких панелей представлена на рисунке 1.25.

Принцип действия данной схемы следующий:

Поток приточного воздуха 1 подается по сети воздуховодов в модульную перфорированную воздухораздающую панель 2, которая установлена над операционным столом 3. Конструкция данной панели такова, что она позволяет создать однонаправленный поток в зоне расположения операционного стола, при этом оставшаяся часть операционной вентилируется турбулентными потоками.

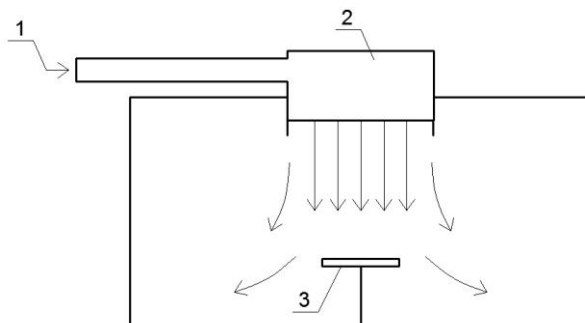


Рисунок 1.25 – Схема подачи воздуха с помощью модульной перфорированной воздухораздающей панели

1.2.3 Преимущества и недостатки существующих схем удаления воздуха из чистого помещения

В настоящее время существует две основные схемы удаления воздуха из пространства чистого помещения:

- схема, в которой удаление воздуха осуществляется через вытяжные решетки (рисунок 1.26);
- схема, в которой удаление воздуха осуществляется через перфорированные панели в полу (рисунок 1.27).

При использовании схемы с вытяжными решетками, данные решетки в большинстве случаев устанавливаются в нижней части стен чистого помещения. Применяются и другие решения, так например, в операционных и ряде других

помещений медицинского назначения, удалением воздуха осуществляется не только в зоне пола, но и через решетки, установленные на потолке. При этом количество удаляемого воздуха, от общего объема вытяжки должно быть не более 40% из верхней зоны помещения и не менее 60% из нижней зоны для операционных, родовых, наркозных [8].

Основные преимущества использования вытяжных решеток:

- простота системы;
- низкие капитальные затраты на сооружение системы удаления воздуха.

Однако при использовании вытяжных решеток в чистых помещениях с односторонним потоком воздуха, по мере приближения к поверхности пола может наблюдаться нарушение этого одностороннего потока. В некоторых случаях подобное явление является недопустимым. В таких чистых помещениях удаление воздуха осуществляется через специальный фальшпол (рисунок 1.28).

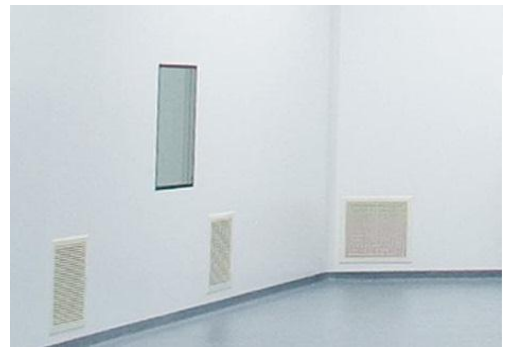
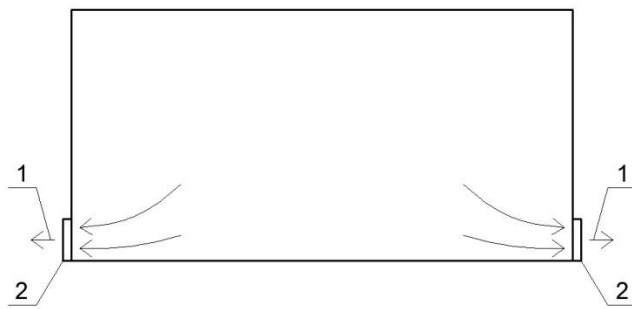


Рисунок 1.26 – Схема удаления воздуха через вытяжные решетки, установленные в нижней части стен помещения

1 – поток удаляемого воздуха; 2 – вытяжные решетки.

При использовании подобного решения поток воздуха удаляется по всей площади пола чистого помещения через перфорированные панели 2, которые и формируют фальшпол. Под этими панелями находится воздушная камера 4, которая соединена с системой воздуховодов, через которые осуществляется удаление воздуха 1. Подобное решение позволяет практически полностью избавиться от завихрений в нижней части производственной зоны, что положительно сказывается на уровне чистоты всего помещения [24].

В свою очередь, различная степень перфорации панелей, а также покрытие этими панелями не всей площади пола, а только определенной части (например, использование монолитных панелей под габаритным оборудованием), позволяют в существенной мере регулировать направление потоков удаляемого воздуха, даже в процессе эксплуатации чистого помещения.

Наиболее часто фальшпол сооружается в чистых помещениях высокого класса, обладающих большой площадью (1000м² и более).

Также использование фальшпола обладает рядом дополнительных преимуществ, в сравнении с обычными вытяжными решетками:

- приподнятая конструкция фальшпола позволяет скрыть коммуникации под панелью покрытия (в пространстве воздушной камеры 4).

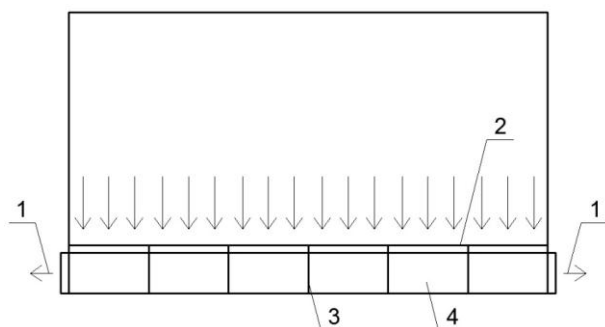


Рисунок 1.27 – Схема удаления воздуха через перфорированные панели в полу
1 – поток удаляемого воздуха; 2 – перфорированные панели; 3 – опоры фальшпола;
4 – воздушная камера

- особая конструкция фальшпола позволяет избежать вибрации и накопления статического заряда, которые являются крайне опасными для ряда высокотехнологичных производств.

1.3 Основные выводы

Большинство мероприятий и исследований, направленных на совершенствование систем вентиляции и кондиционирования воздуха для нужд чистых помещений, основываются на принципах рециркуляции. Однако, в ряде случаев, подобные схемы неприменимы (или применимы с множеством ограничений) в чистых помещениях, в которых ведется работа с веществами, представляющими опасность химического загрязнения или бактериологического заражения. В то же

время, системы, которые могут быть использованы в чистых помещениях рассматриваемого типа, значительно уступают по экономическим показателям системам с рециркуляцией. Добиться снижения затрат энергии на подготовку и подачу воздуха возможно двумя путями:

- *совершенствованием прямоточной установки кондиционирования воздуха, с целью сокращения затрат энергии на подготовку воздуха.* В настоящее время сокращение затрат энергии достигается главным образом за счет использования теплоутилизаторов и совершенствования ПКХМ. Существующие методы сокращения затрат энергии потребляемой подобными установками позволяют снизить эксплуатационные затраты, но при этом они обладают рядом существенных недостатков, которые ограничивают их применение в чистых помещениях. Таким образом, актуальность разработки новой схемы кондиционирования воздуха не вызывает сомнений;

- *снижением количества подаваемого воздуха в чистую зону.* Так как существует прямая зависимость между увеличением объемов подаваемого воздуха и ростом энергозатрат. Данная зависимость обоснована следующими причинами: при увеличении количества кондиционируемого воздуха растет нагрузка на систему охлаждения и нагрева приточного воздуха; растет мощность электроприводов вентиляторов, так как они должны обеспечивать больший расход воздуха и большее полное давление.

В существующих стандартах [11, 101] скорость воздуха задается в достаточно широком диапазоне. В связи с этим, в действующих чистых помещениях, зачастую, скорость воздушного потока необоснованно завышается. Поэтому на сегодняшний день существуют серьезные основания для коррекции рекомендаций по выбору скорости потока воздуха на входе в чистое помещение.

Таким образом, вопрос оптимального выбора скорости потока воздуха на входе в чистое помещение имеет первостепенное значение для всех рассмотренных систем воздухораспределения, в особенности для систем с однонаправленным потоком воздуха.

С целью выбора оптимальной скорости потока воздуха в чистом помещении необходимо провести исследование влияния скорости этого потока на эффективность удаления частиц аэрозольного загрязнителя из пространства чистого помещения. С этой целью была разработана численная модель в формате 3D отражающая процессы воздухораспределения в пространстве чистого помещения.

Для построения данной модели были выбраны программный комплекс для расчета, а также математический подход и модель турбулентности, которые бы максимально удовлетворяли требованиям для расчета турбулентных течений и описания воздухораспределения в чистом помещении. С этой целью был проведен анализ существующих математических подходов и моделей турбулентности, описывающих физические законы и явления при использовании программных комплексов вычислительной гидродинамики (CFD - Computational Fluid Dynamics).

Глава 2. КОНСТРУКЦИЯ И ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ ПРЕДЛОЖЕННОЙ УСТАНОВКИ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

2.1 Схема предложенной проточной установки кондиционирования воздуха

Как уже было отмечено автором в главе 1, существующие проточные установки кондиционирования воздуха, используемые в чистых помещениях, менее эффективны, чем установки на основе рециркуляции. В то же время, существующие методы сокращения потерь в проточных установках (различные виды теплоутилизаторов), обладают рядом существенных конструктивных недостатков.

С целью сокращения затрат энергии при подготовке воздуха автором была разработана схема установки, представленная на рисунке 2.1(а-б).

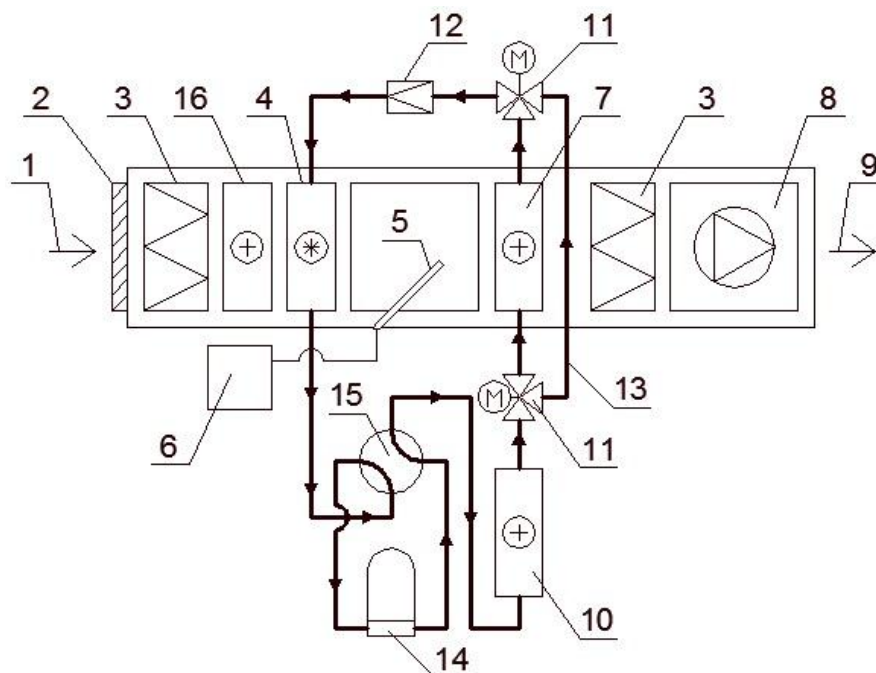


Рисунок 2.1а – Разработанная схема кондиционирования воздуха (теплый период)

- 1 – поток наружного воздуха; 2 – воздушный клапан; 3 – воздушный фильтр;
4,7,10 – фреоновый теплообменник; 5 – трубка, подающая пар; 6 – парогенератор;
8 – вентилятор; 9 – поток подготовленного воздуха; 11 – трехходовой клапан;
12 – дросселирующее устройство; 13 – байпас; 14 – компрессор; 15 – четырехходовой клапан;
16 – электрический воздухонагреватель.

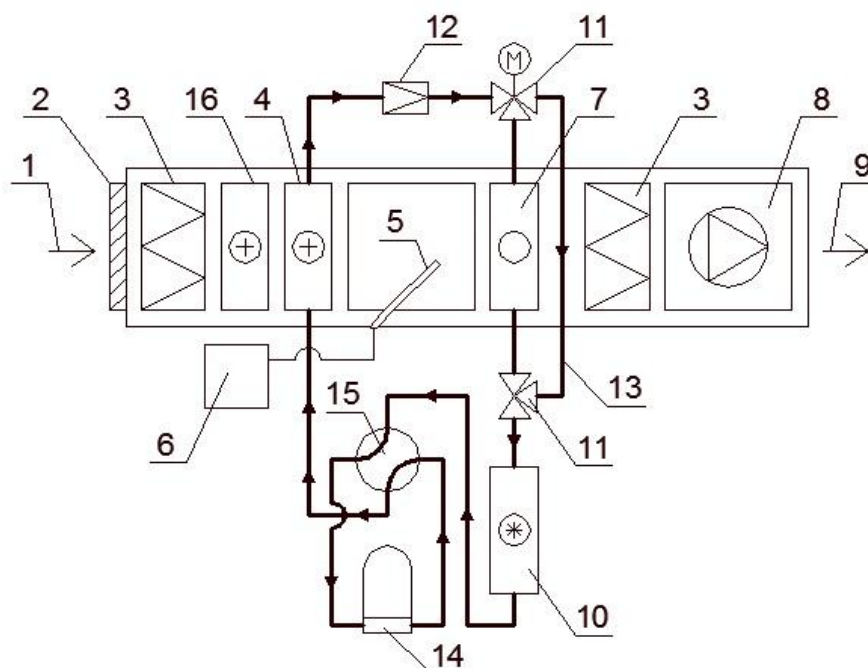


Рисунок 2.16 – Разработанная схема кондиционирования воздуха (холодный период)

Разработанная автором схема имеет множество общих черт со схемой проточной установки кондиционирования, представленной на рисунке 1.1. В авторской схеме также присутствуют: воздушные клапаны 2, воздушные фильтры 3, паровой увлажнитель 5 и 6, вентилятор 8. В предложенной схеме теплообменники 4, 7, 10 объединены в единый гидравлический контур с циркулирующим хладагентом. В контур также входят: компрессор 14 и дросселирующее устройство 12. Таким образом, этот контур представляет собой парокомпрессионную холодильную машину (ПКХМ). В данной работе рассмотрена одноступенчатая ПКХМ, однако количество ступеней может быть различным [30].

В зависимости от направления движения хладагента в контуре, теплообменники 4, 7, 10 могут выступать как в роли испарителей, так и в роли конденсаторов ПКХМ.

В авторской схеме в теплый период теплообменник 4 функционирует в качестве охладителя наружного воздуха с непосредственным охлаждением хладагента, т.е. выступает в роли испарителя ПКХМ. В свою очередь, теплообменник 7 выступает в роли воздухонагревателя второго подогрева, т.е. в роли конденсатора ПКХМ.

Дополнительный теплообменник 10, также выступает в роли конденсатора ПКХМ. Его наличие в рассматриваемой схеме обусловлено необходимостью «уравнивания» производительности испарителя и конденсатора. Так как в существующих ПКХМ количество тепловой энергии, отводимого от конденсатора превышает количество тепловой энергии, подводимой к испарителю на величину, равную мощности компрессора [19]. В существующих проточных установках кондиционирования воздуха количество тепловой энергии, необходимой для дополнительного нагрева воздуха в воздухонагревателе второго подогрева (конденсаторе ПКХМ), значительно меньше количества тепловой энергии «отбираемой» у воздуха в секции охлаждения (испарителе ПКХМ).

Последнее обусловлено большой разницей изменения температур воздуха «до» и «после» секции охладителя 4 и воздухонагревателя второго подогрева 7. В результате, с целью обеспечения стабильной работы контура ПКХМ, часть тепловой энергии отводится через дополнительный теплообменник 10 (конденсатор ПКХМ).

В рассматриваемом контуре присутствует также байпас 13, позволяющий в случае необходимости уменьшать количество хладагента, проходящего через теплообменник 7.

В холодный период года четырехходовой клапан 15 меняет направление потока хладагента в контуре на противоположное. В результате происходит смена ролей теплообменников, входящих в этот контур. То есть, теплообменник 4 выступает уже не в роли испарителя, а в роли конденсатора (воздухонагревателя), а теплообменники 7 и 10 - в роли испарителей. Также, в холодный период весь поток хладагента с помощью трехходовых клапанов 11 направляется по обводной линии 13, тем самым, исключая теплообменник 7 из работы цикла (рисунок 2.1б).

В таком случае вся тепловая нагрузка испарителя ложится на дополнительный теплообменник 10. Также в установке присутствует дополнительный электрический воздухонагреватель 16, используемый в случае, когда теплопроизводительности теплообменника 4 становится недостаточно для поддержания требуемой температуры приточного воздуха.

2.2 Разработка действующей установки кондиционирования воздуха на основе предложенной автором схемы

Одной из ключевых особенностей авторской схемы является то, что при проектировании и монтаже действующей установки кондиционирования воздуха, основанной на данной схеме, не требуется разработка принципиально новых конструктивных элементов.

Как уже было отмечено, основные функциональные элементы установки являются стандартными:

- вентилятор;
- секция увлажнения воздуха;
- фильтр;
- воздушные клапаны.

Подбор данных элементов для рассматриваемой установки осуществляется так же, как и для любой другой установки подготовки воздуха.

Гидравлический контур установки также включает в себя стандартные функциональные элементы.

Так, в качестве теплообменников 4 и 7 могут быть использованы стандартные охладители с прямым испарением теплоносителя, которые присутствуют в модельном ряде любого крупного производителя вентиляционного оборудования (VTS, Korf, CIAT, YORK, Rosenberg, Kentatsu Stormann и др.).

При выборе теплообменника 10 следует определиться с выбором среды, которая будет непосредственно контактировать с теплообменником. Так, например, если передача тепловой энергии будет осуществляться между хладагентом, циркулирующим в контуре установки, и воздухом, то может быть использован теплообменник, аналогичный теплообменникам 4 и 7. В свою очередь, если передача тепловой энергии будет осуществляться между хладагентом и водой или другой жидкостью, то может быть использован теплообменник, аналогичный теплообменникам, применяемым в чиллерах для охлаждения воды. Подобные теплооб-

менники широко представлены в модельном ряду производителей теплообменников, таких как: Alfa Laval, ГЕА Машинпэкс, Ридан и др.

Для осуществления работы холодильного цикла (сжатия хладагента) может быть использован стандартный компрессор требуемой мощности, аналогичный применяемым в современных системах кондиционирования воздуха.

В зависимости от тепловой мощности установки, а также ряда других параметров, могут быть использованы поршневые, ротационные, винтовые, спиральные и центробежные (турбокомпрессоры).

В настоящее время на рынке присутствует множество компаний, занимающихся выпуском компрессоров. Основные производители компрессоров в сегменте промышленного и коммерческого оборудования: Emerson (Copland), Hitachi, York (JCI), Carrier, McQuay-Daikin, Bitzer, Meizhi (GMCC), Panasonic (Dalian Sanyo).

В качестве устройства для регулирования объема хладагента, проходящего через теплообменник 7, могут быть использованы трехходовые клапаны, либо комбинация двухходовых клапанов для фреона/хладагента, производимых компаниями Danfoss, Alco Controls и Refrigerera.

Основная сложность, при эксплуатации установки на основе авторской схемы, заключается в том, что необходимо точно настроить совместную работу компрессора, приводов трехходовых вентилей, вентилятора и воздушных заслонок в зависимости от параметров внешнего и внутреннего воздуха, а также параметров хладагента. В настоящий момент решить эту проблему можно использованием программируемых логических контроллеров, производимых такими компаниями, как: Siemens, Schneider Electric, Mitsubishi, Honeywell, Carel и др.

Таким образом, предложенную автором схему, достаточно легко внедрить в производство, так как при создании реальной установки на основе авторской схемы отсутствует необходимость разработки принципиально новых конструктивных элементов.

2.3 Принцип и порядок подбора функциональных элементов предложенной установки кондиционирования воздуха

Для большей наглядности, в данной части работы рассматривается частный случай расчета установки кондиционирования воздуха для заданного объекта.

Расчет установки, включающий в себя построение процессов тепловлажностной обработки влажного воздуха в I-d диаграмме (для теплого и холодного периода года) производился в соответствии с методикой, представленной в источнике [1].

В качестве заданного объекта в данном расчете выступал лабораторный комплекс, состоящий из двух идентичных чистых помещений расположенных в сервисном помещении, в котором ведется работа с опасными для здоровья человека и окружающей среды веществами с соединениями. Этот факт исключает возможность использования рециркуляции, в соответствии с [8].

Чистота воздуха помещений лабораторного комплекса должна соответствовать классу ИСО 5, согласно [11, 12]. Для поддержания заданного класса чистоты в комплексе используются чистые помещения с однонаправленным потоком воздуха, организованным с помощью группы фильтровентиляционных модулей, покрывающих 100% площади потолка чистых помещений (рисунок 2.2).

ФВМ осуществляют забор воздуха непосредственно из пространства сервисного помещения. В свою очередь, в сервисное помещение приточный воздух подается из двух идентичных установок кондиционирования воздуха по системе воздуховодов. Удаление загрязненного воздуха осуществляется через перфорированные панели фальшпола.

Все основные исходные данные, включающие в себя также параметры наружного и внутреннего воздуха, представлены в таблице 2.1.

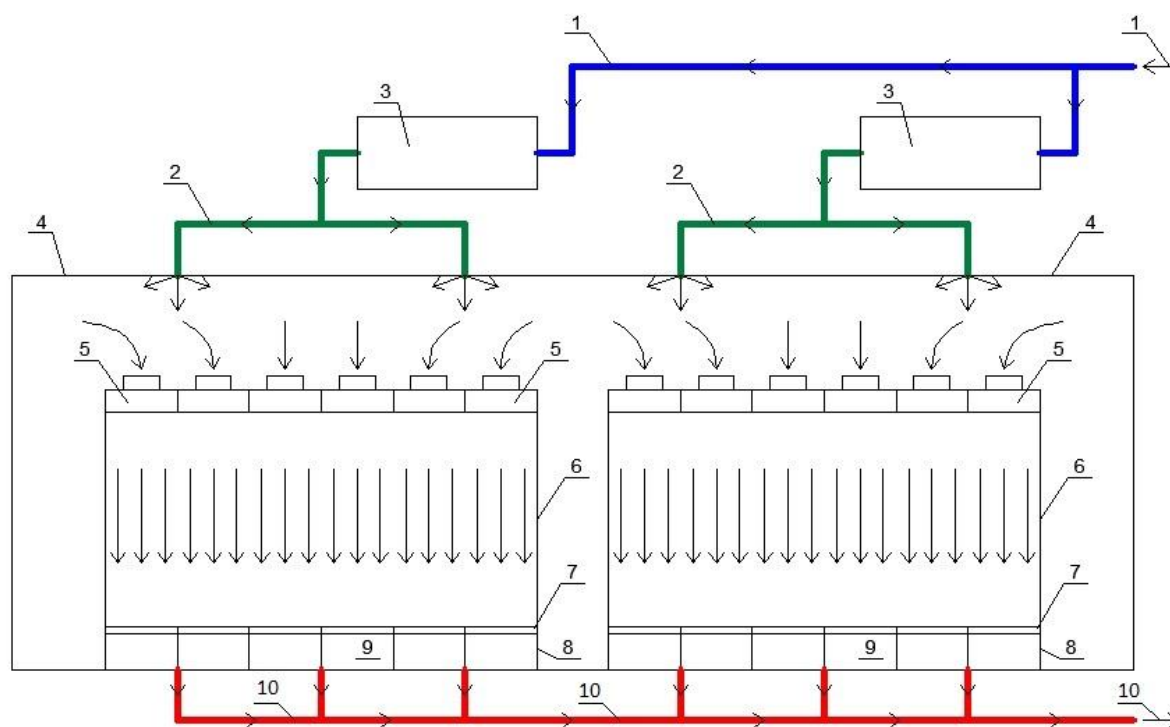


Рисунок 2.2 - Схема рассматриваемого комплекса и системы вентиляции

1 – поток наружного воздуха; 2 – поток воздуха, прошедшего подготовку в установке кондиционирования; 3 – предложенная установка кондиционирования; 4 – сервисное помещение комплекса; 5 – фильтровентиляционный модуль; 6 – чистое помещение; 7 – перфорированные панели; 8 – опоры фальшпола; 9 – герметичная камера; 10 – поток удаляемого воздуха.

Таблица 2.1 – Исходные данные для расчета

Параметр	Значение
<i>Характеристика объекта</i>	
Объект	Лабораторный комплекс, состоящий из одного сервисного помещения и двух чистых помещений класса ИСО 5, построенных по схеме «помещение в помещении»
Схема подачи и распределения приточного воздуха	схема с фильтровентиляционными модулями (рисунок 1.24); однонаправленный воздушный поток (без рециркуляции)
Скорость приточного воздуха на входе в чистое помещение, м/с	0,325 ¹
Геометрические размеры помещения (д/ш/в), м	6 / 3 / 2,8
Количество прямооточных установок кондиционирования воздуха	2
Количество работающих людей, чел.	по 4 чел в каждом из двух помещений
<i>Теплопоступления в чистое помещение</i>	
Внешние теплопритоки, Вт	нет ²
Явные (полные) тепловыделения от людей, Вт/чел	108 (198) ³

Параметр	Значение
Влаговыведения от одного человека, г/час	180 ⁴
Остальные внутренние теплопоступления ⁵ , Вт	12000 (по 6000 для каждого помещения)
<i>Требуемые параметры внутреннего воздуха⁶ (теплый и холодный период года)</i>	
Температура в рабочей зоне, °С	+22
Относительная влажность, %	45
Абсолютная влажность, г/кг с.в.	7
<i>Параметры наружного воздуха⁷</i>	
Температура в теплый/холодный период года, °С	+29 / -19
Удельная энтальпия в теплый/холодный период года, кДж/кг	63 / -17,8
Относительная влажность в теплый/холодный период года, %	49 / 78
Абсолютная влажность в теплый/холодный период года, г/кг с.в.	13,2 / 0,6

¹ – для класса чистоты ИСО 5 в соответствии с ГОСТ Р ИСО 14644-4-2002;

² – теплопритоки от солнечной радиации и прочих внешних источников (т.е. находящихся вне чистого помещения) отсутствуют, так как чистое помещение находится в границах «внешнего» помещения и имеет высокую степень изоляции;

³ – при выполнении персоналом работы средней тяжести (категория II а), согласно таблице 9 в справочном пособии 2.91 к СНиП 2.04.05-91;

⁴ – согласно данным таблицы VI.16 в [1].

⁵ – к остальным теплопоступлениям относится теплота, выделяемая системой освещения, а также различным технологическим оборудованием;

⁶ – выбор параметров осуществлялся в соответствии с требуемыми параметрами внутреннего воздуха согласно [27, 36];

⁷ – – выбор параметров осуществлялся в соответствие с климатическими параметрами для г. Ставрополя согласно таблице 6* в [29].

Определение производительности по воздуху установки кондиционирования воздуха

При расчете производительности систем кондиционирования и вентиляции, как правило, следует провести расчет требуемого количества воздуха на:

- удаление теплоизбытков;
- удаление вредных веществ, присутствующих в воздухе (СО₂ и т.д.);
- удаление влагоизбытков.

Однако чистые помещения с однонаправленным потоком воздуха характеризуются высоким расходом приточного воздуха. В связи с этим, определяющим фактором при расчете количества приточного воздуха выступает расчет необходимого количества воздуха для обеспечения заданного класса чистоты.

Требуемый объемный расход L для обеспечения заданного класса чистоты можно рассчитать следующим образом:

$$L = F \cdot v \cdot 3600, \text{ м}^3/\text{ч} \quad (2.1)$$

где F – площадь потолочных высокоэффективных фильтров, через которые осуществляется подача воздуха в рабочую зону чистого помещения, м^2 ;

v – скорость воздуха на выходе из высокоэффективных фильтров, м/с .

Таким образом, требуемый объемный расход воздуха для одного помещения будет равен:

$$L = 3 \cdot 6 \cdot 3600 = 22680, \text{ м}^3/\text{ч}$$

Соответственно, для всего комплекса (двух помещений) $L_{\text{общ}} = 45360 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Следующий этап – определение требуемого массового расхода воздуха G_1 для нужд одного помещения:

$$G_1 = L_1 \cdot \rho, \text{ кг/ч} \quad (2.2)$$

где ρ – плотность воздуха в чистом помещении, равная $1,2 \text{ кг/м}^3$ для воздуха с температурой $+22 \text{ }^\circ\text{C}$ и относительной влажностью 45%.

В таком случае массовый расход воздуха для одного чистого помещения равен:

$$G_1 = 22680 \cdot 1,2 = 27216, \text{ м}^3/\text{ч}$$

Соответственно, для всего комплекса (двух помещений) $G_{\text{общ}} = 54432 \text{ кг/ч}$.

Далее следует определить температурный перепад воздуха на входе и выходе из чистого помещения. Для этого выразим перепад температуры из формулы нахождения требуемого расхода воздуха на ассимиляцию теплоизбытков:

$$G_1 = \frac{3,6Q_{я1}}{c_B(t_y - t_n)} \quad (2.3)$$

Выразим перепад температур:

$$(t_y - t_n) = \frac{3,6Q_{я1}}{G_1 \cdot c_B}, \text{ } ^\circ\text{C} \quad (2.4)$$

где $(t_y - t_n)$ – температурный перепад на входе и выходе воздуха из помещения, $^\circ\text{C}$;

G_1 – массовый расход воздуха для одного помещения, кг/ч;

c_B – теплоемкость воздуха, принимается равной 1,005 кДж/кг·К.

$Q_{я1}$ – явные теплоизбытки одного чистого помещения, Вт.

$$Q_{я1} = Q_{л-я1} + Q_{Т1}, \text{ Вт} \quad (2.5)$$

где $Q_{л-я1}$ – явные тепловыделения от людей (для одного чистого помещения), Вт;

$Q_{Т1}$ – остальные теплопритоки, Вт.

$$Q_{я1} = 4 \cdot 108 + 6000 = 6432, \text{ Вт}$$

$$(t_y - t_n) = \frac{3,6 \cdot 6432}{27216 \cdot 1,005} = 0,9 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Таким образом, разница температуры на входе и выходе из чистого помещения составляет 0,9 $^\circ\text{C}$.

В реальных условиях имеет место неравномерность распределения температуры в кондиционируемых помещениях по высоте помещения. Как правило, этот факт не учитывается при кондиционировании жилых и общественных зданий, так как колебание температуры – незначительно. Тем не менее, эта особенность должна быть учтена в чистых помещениях.

Согласно исходным данным, в рабочей зоне чистого помещения должна быть выдержана температура +22 $^\circ\text{C}$. При этом сама рабочая зона находится на расстоянии 1-1,5 м от уровня пола чистого помещения, что примерно соответствует середине чистого помещения по высоте. В результате принимаем, что температура воздуха на входе в чистое помещение (на уровне потолочных фильтров) +21,5 $^\circ\text{C}$; в рабочей зоне +22 $^\circ\text{C}$; на выходе (на уровне пола) +22,4 $^\circ\text{C}$. Таким образом обеспечивается перепад в 0,9 $^\circ\text{C}$.

Так как прежде чем попасть в чистое помещение воздух из установки проходит определенный путь от установки до чистого помещения по вентиляционным каналам, в результате происходит его дополнительный нагрев в этих каналах. В связи с этим, следует принимать температуру воздуха непосредственно на выходе из установки кондиционирования на 1 °С ниже, чем температуру на входе в чистое помещение, т.е. принимаем температуру на выходе из установки: +20,5 °С.

Также следует учитывать дополнительный нагрев воздуха в вентиляторе 8 (рисунок 2.1а).

Повышение температуры приточного воздуха в вентиляторе δt можно определить по приближенной формуле, приведенной в источнике [13]:

$$\delta t = 0,8 \cdot (N_8 / L_1), \text{ } ^\circ\text{C} \quad (2.6)$$

где N_8 - мощность вентилятора установки, принимается равной 8 кВт;

L_1 – объемный расход воздуха через одну установку кондиционирования воздуха, м³/с;

$$\delta t = 0,8 \cdot (8 / 6,3) = 1,0 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Таким образом, температура приточного воздуха до секции вентилятора должна быть равной 20,5-1,0=19,5 °С.

Влагосодержание приточного воздуха принимается равным требуемому влагосодержанию внутреннего воздуха, т.е. 7 г/кг с.в. (таблица 2.1)

Построение процесса обработки наружного в рассматриваемой установке кондиционирования воздуха (теплый период года)

В общем виде процесс обработки приточного воздуха в теплый период происходит по следующей схеме:

- охлаждение/осушение наружного воздуха в охладителе (теплообменник 4 на рисунке 2.1а);
- нагрев воздуха в воздухонагревателе второго подогрева (теплообменнике 7 на рисунке 2.1а);
- нагрев воздуха при прохождении вентиляторной секции;
- нагрев воздуха в воздуховодах.

Холодопроизводительность теплообменника 4 одной установки может быть рассчитана по формуле:

$$Q_{u4} = G \cdot (I_1 - I_2) / 3,6, \text{ Вт} \quad (2.7)$$

где Q_{u4} – холодопроизводительность теплообменника 4, Вт;

G – массовый расход воздуха для всего комплекса, кг/ч;

I_1 – удельная энтальпия наружного воздуха, кДж/кг;

I_2 – удельная энтальпия воздуха после теплообменника 4, кДж/кг.

Теплопроизводительность теплообменника 7 может быть рассчитана по формуле:

$$Q_{к7} = G \cdot (I_3 - I_2) / 3,6, \text{ Вт} \quad (2.8)$$

где $Q_{к7}$ – теплопроизводительность теплообменника 7, Вт;

I_2 – удельная энтальпия воздуха после теплообменника 4, кДж/кг;

I_3 – удельная энтальпия воздуха после теплообменника 7, равная 37,6 кДж/кг, что соответствует температуре воздуха на входе в вентиляторную камеру.

Параметры воздуха, а также процесс обработки воздуха в теплый период года представлены в таблице 2.2 и на рисунке 2.3, соответственно.

Таблица 2.2 – Параметры воздуха (теплый период)

Параметры воздуха		Процессы				
Наименование	Ед. изм.	1	2	3	4	5
Температура	°С	29,0	9,0	19,5	20,5	21,5
Влажность	%	49%	92%	47%	44%	41%
Влагосодержание	г/ кг с.в.	13,2	7,0	7,0	7,0	7,0
Энтальпия	кДж/кг с.в	63,0	26,8	37,6	38,6	39,6
Плотность	кг/м ³	1,17	1,25	1,21	1,20	1,20
Мощность	кВт		273,6	81,2	-	-
Удаляемая влага	кг/ч		167,5	-	-	-

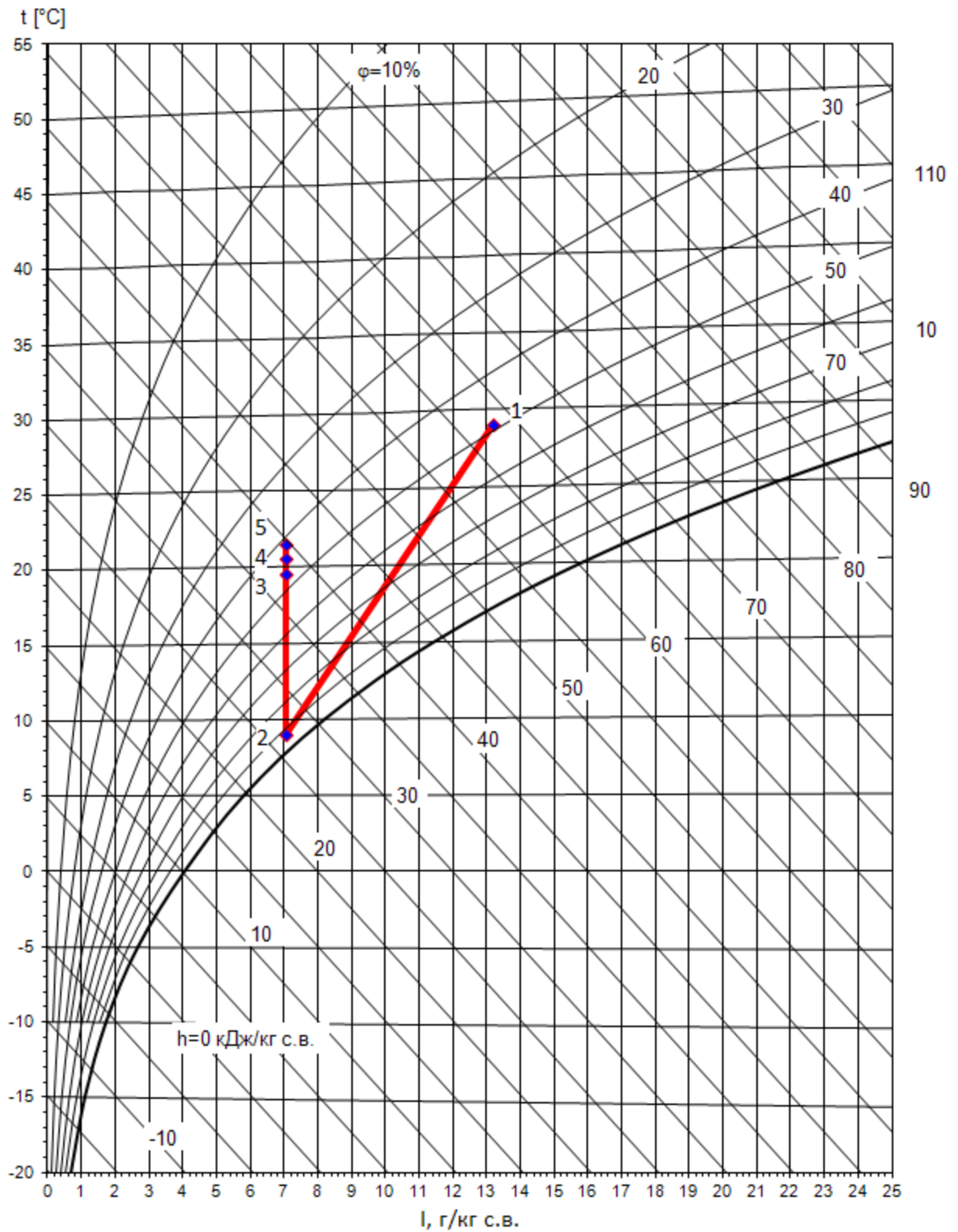


Рисунок 2.3 – Процесс изменения состояния приточного воздуха в теплый период

1-2 – процесс охлаждения/осушения наружного воздуха в секции охлаждения;

2-3 – процесс нагрева воздуха в воздухонагревателе второго подогрева

(теплообменник 7); 3-4 – процесс дополнительного нагрева воздуха в вентиляторной

секции; 4-5 – процесс дополнительного нагрева воздуха в воздуховодах.

Процесс обработки приточного воздуха в холодный период происходит по следующей схеме:

- нагрев наружного воздуха в воздухонагревателе (теплообменник 4 на рисунке 2.1б);
- процесс парового увлажнения;
- нагрев воздуха при прохождении вентилятора;
- нагрев воздуха в воздуховодах.

Теплопроизводительность теплообменника 4 может быть рассчитана по формуле:

$$Q_{к4} = G \cdot (I_4 - I_5) / 3,6, \text{ Вт} \quad (2.9)$$

где $Q_{к4}$ – теплопроизводительность теплообменника 4, Вт;

I_4 – удельная энтальпия воздуха после теплообменника 4, равная 21,2 кДж/кг, что соответствует температуре воздуха на входе в вентиляторную камеру;

I_5 – удельная энтальпия наружного воздуха, кДж/кг;

Процесс увлажнения воздуха в паровом увлажнителе идет в $i-d$ диаграмме по линии $t = \text{const}$. Так как считается, что при паровом увлажнении в воздух вносится лишь скрытое тепло (т.к. явное тепло, которое несет пар, составляет лишь 6% от общей теплоты, а 94% приходится на скрытую теплоту парообразования. Угловой коэффициент луча процесса примерно соответствует скрытой теплоте парообразования ($\varepsilon = 2500$)).

Параметры воздуха, а также процесс обработки воздуха в холодный период года представлены в таблице 2.3 и на рисунке 2.4, соответственно.

Таблица 2.3 – Параметры воздуха (холодный период)

Параметры воздуха		Процессы				
Наименование	Ед. изм.	1	2	3	4	5
Температура	°С	-19,0	19,5	19,5	20,5	21,5
Влажность	%	78%	4%	46%	44%	41%
Влагосодержание	г/ кг с.в.	0,6	0,6	7,0	7,0	7,0
Энтальпия	кДж/кг с.в	-17,8	21,2	37,5	38,5	39,5
Плотность	кг/м ³	1,39	1,21	1,21	1,20	1,20
Мощность	кВт		294,3	-	-	-
Влагоприток	кг/ч	-	-	174,6	-	-

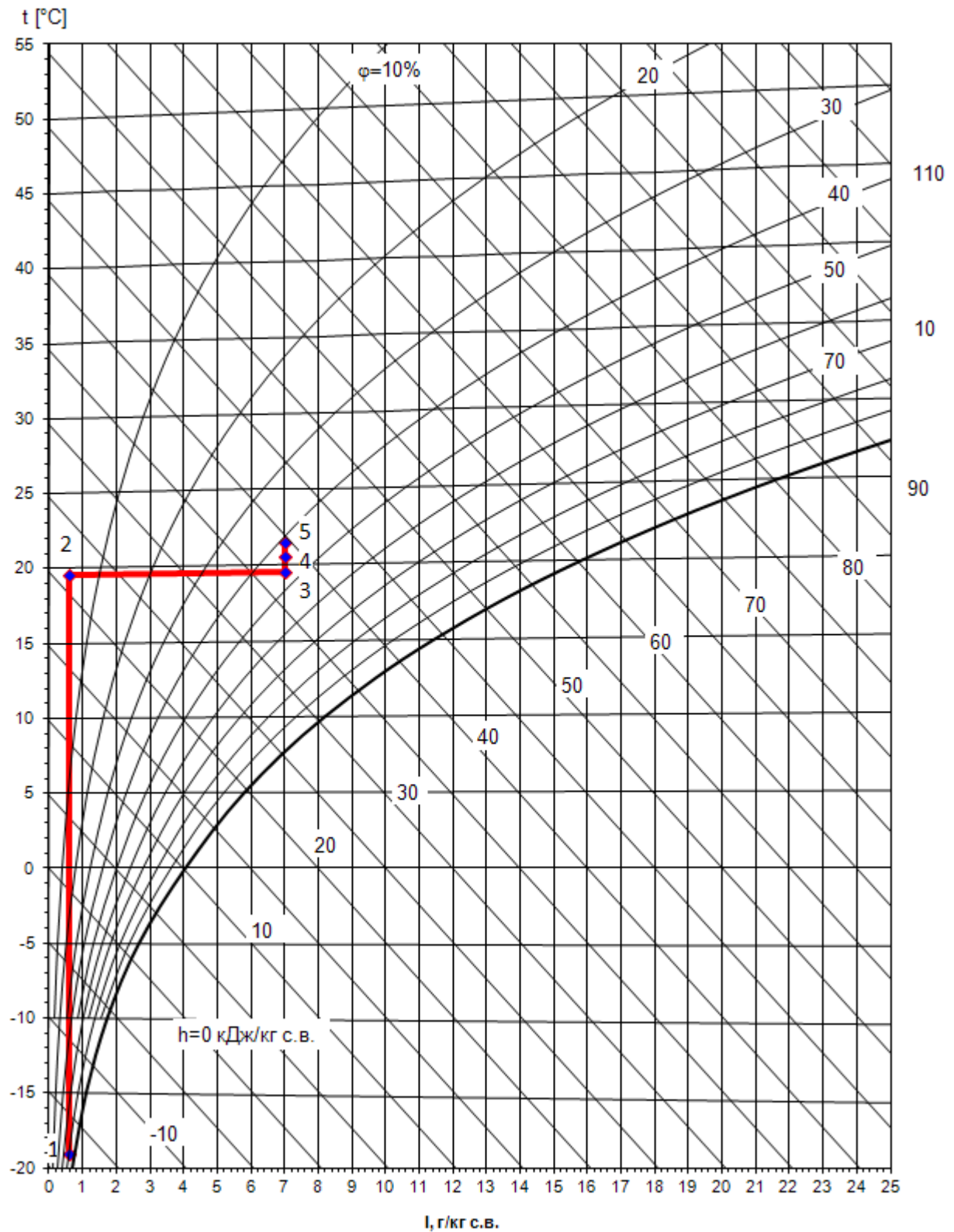


Рисунок 2.4 – Процесс изменения состояния приточного воздуха в холодный период

1-2 – процесс нагрева наружного воздуха в воздухонагревателе;

2-3 – процесс парового увлажнения воздуха;

3-4 – процесс дополнительного нагрева воздуха в вентиляционной секции;

4-5 – процесс дополнительного нагрева воздуха в воздуховодах.

При подборе компрессора следует отталкиваться от холодопроизводительности испарителя. В данном расчете принимаем, что холодильный коэффициент ε_k компрессора в среднем равен 2,5 (согласно анализу характеристик современных холодильных машин, производимых компаниями Carrier, Dantex, Lessar и др.). В таком случае, можно предположить, что требуемая электрическая мощность компрессора N_K при работе установки в теплый период года ($Q_{u4}=273,6 \text{ кВт}$) будет примерно равна 110,5 кВт.

Следующий этап – определение суммарной теплопроизводительности конденсаторов 7 и 10 в теплый период года (рисунок 2.1а).

Для реальной холодильной машины достаточно точное соотношение холодильной мощности испарителя и тепловой мощности конденсатора можно записать в виде:

$$Q_K = Q_{u4} + N_T \quad (2.10)$$

где Q_u – холодильная мощность испарителя, кВт;

Q_K – суммарная тепловая мощность конденсаторов 7 и 10 (рисунок 2.1а), кВт;

N_T – количество тепловой энергии, выделяемое компрессором в процессе его работы (принимается равной электрической мощности компрессора N_K), кВт.

$$Q_K = 273,6 + 110,5 = 384,1 \text{ кВт}$$

Так как Q_K определяется как сумма Q_{K7} и Q_{K10} , следовательно Q_{K10} может быть определено как:

$$Q_{K10} = Q_K - Q_{K7}, \text{ кВт} \quad (2.11)$$

$$Q_{K10} = 384,1 - 81,2 = 302,9 \text{ кВт}$$

Следующий этап – это расчет холодопроизводительности теплообменника 10 в холодный период (рисунок 2.1б). Зависимость между теплопроизводительностью теплообменника 4 и холодопроизводительностью теплообменника 10 можно записать в следующем виде:

$$Q_{K4} = Q_{u10} + N_T, \text{ кВт} \quad (2.12)$$

$$N_T = N_K = \frac{Q_{u10}}{\varepsilon_k} \kappa Bm \quad (2.13)$$

где $Q_{\kappa 4}$ – требуемая теплопроизводительность конденсатора (теплообменник 4 на рисунке 2.1б), равная 294,3 кВт;

Q_{u10} – холодопроизводительность испарителя (теплообменник 10 на рисунке 2.1б), кВт;

ε_k – холодильный коэффициент компрессора ($\varepsilon_k=2,5$).

Таким образом, в результате решения уравнений 2.12 и 2.13, были определены значения $Q_{u10}=210,2 \kappa Bm$ и $N_T = N_K = 84,1 \kappa Bm$.

Для авторской схемы характерно, что в зависимости от режима работы установки (теплый или холодный период года) теплообменник 4 может выступать в роли, как испарителя ПКХМ, так и конденсатора ПКХМ. Следовательно, при выборе типоразмера данного теплообменника следует отталкиваться от максимальной годовой нагрузки, т.е. следует сравнить значения тепловой энергии Q_{u4} и $Q_{\kappa 4}$ и осуществить подбор теплообменника по наибольшей производительности.

В соответствии с полученными характеристиками основных элементов контура, а также объема хладагента осуществляется подбор дросселирующего устройства 12 и трехходовых клапанов 11.

2.4 Ключевые преимущества предложенной установки кондиционирования воздуха

Далее приведено сравнения авторской установки с другими установками, которые могут быть использованы в чистых помещениях рассматриваемого типа.

Предложенная установка в сравнении с проточной установкой кондиционирования воздуха, представленной на рисунке 1.1.

- в авторской установке для нагрева воздуха в секции воздухонагревателя 7 в теплый период не используются дополнительные источники тепловой энергии, в роли которых обычно выступают водяные воздухонагреватели, получающие энергию от котельной или индивидуального теплового пункта (ИТП);

- при использовании авторской установки отсутствует необходимость сооружения дополнительного гидравлического контура с теплоносителем, циркулирующим между ИТП или котельной и установкой кондиционирования, как в холодный, так и в теплый период года.

Предложенная установка в сравнении с установкой кондиционирования воздуха, основанной на использовании теплоутилизатора с промежуточным теплоносителем (рисунок 1.8).

- в предложенной установке теплообменник 4 и теплообменник 10 способны полностью покрыть потребность установки в тепловой энергии для нагрева наружного воздуха в холодный период и дополнительного нагрева приточного воздуха в теплый период, соответственно. В свою очередь, теплоутилизатор с промежуточным теплоносителем способен покрыть лишь часть этой потребности;

- эффективность авторской установки не зависит от параметров удаляемого воздуха;

- авторская установка позволяет избежать дополнительных капитальных затрат на сооружение гидравлического контура, а также дополнительных эксплуатационных затрат на его обслуживание;

- отсутствие гидравлического контура с промежуточным теплоносителем также сказывается на надежности всей системы.

В сравнении с установкой кондиционирования воздуха, основанной на использовании пластинчатого теплоутилизатора (рисунок 1.9):

- в предложенной установке теплообменник 4 и теплообменник 10 способны полностью покрыть потребность установки в тепловой энергии для нагрева наружного воздуха в холодный период и дополнительного нагрева приточного воздуха в теплый период, соответственно. В свою очередь, пластинчатый теплоутилизатор способен покрыть лишь часть этой потребности;

- при создании авторской установки отсутствует необходимость расположения приточной и вытяжной установки в едином корпусе;

- в отличие от большинства пластинчатых теплоутилизаторов, конструкция авторской установки полностью исключает попадание удаляемого воздуха в поток приточного воздуха.

В свою очередь в сравнении с существующими установками с тепловым насосом (рисунок 1.11, 1.12) авторская установка характеризуется более высоким холодильным коэффициентом.

Это обусловлено тем, что в предложенной схеме хладагент проходит два этапа охлаждения.

1-й: в дополнительном теплообменнике 10, когда хладагент отдает тепловую энергию наружному воздуху или воде из водопровода.

2-й: в теплообменнике 7, когда хладагент отдает тепловую энергию воздуху с температурой точки росы или ниже.

В результате, в теплообменнике 7 происходит переохлаждение жидкого хладагента, что приводит к уменьшению необратимых потерь при дальнейшем дросселировании, уменьшению парообразования при дросселировании, увеличению удельной холодопроизводительности цикла и холодопроизводительности машины в целом, повышению энергетической эффективности цикла, то есть увеличению холодильного коэффициента [2,19].

В общем виде, процесс переохлаждения с использованием дополнительного теплообменника представлен на рисунке 2.5.

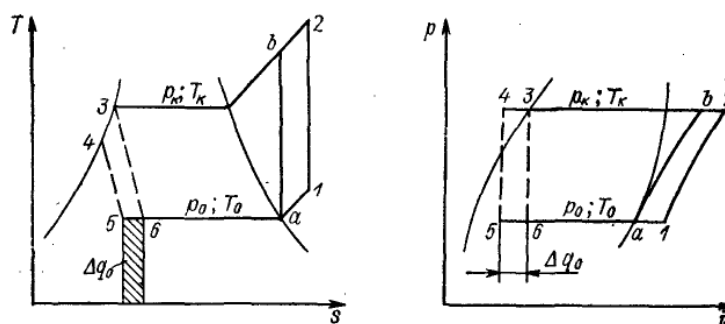


Рисунок 2.5— Цикл в диаграммах s - T (а) и i - p (б)

холодильной машины с дополнительным теплообменником для охлаждения жидкого рабочего вещества перед дроссельным вентилем

Данное решение отличается от стандартной схемы ПКХМ тем, что в дополнительном теплообменнике происходит переохлаждение рабочего вещества в процессе 3-4. В результате удельная холодопроизводительность увеличивается на Δq_0 , а значит и холодильный коэффициент также увеличивается, так как работа цикла не меняется. Холодильный коэффициент выражается формулой:

$$\varepsilon_1 = \frac{i_1 - i_B + \Delta q_0}{i_2 - i_1} > \varepsilon_2 = \frac{i_1 - i_B}{i_2 - i_1} \quad (2.14)$$

Пользуясь изложенным выше методом, можно сказать, что необратимые потери при охлаждении сокращаются на величину $\eta_{обр1} > \eta_{обр2}$.

Следует отметить, что необратимые потери, связанные с отводом теплоты от рабочего вещества, в теплообменнике не учитываются из-за их незначительности.

При изображении циклов с охлаждением рабочего тела ниже температуры конденсации в s-T диаграмме следует иметь ввиду, что линия процесса 3-4, совпадающая с левой пограничной кривой, показана условно, так как, строго говоря, изобары в области жидкости идут более полого, чем левая пограничная кривая. Изображение процесса 3-4 левой пограничной кривой практически не влияет на анализ и расчеты циклов [19].

Подобное решение (использование переохлаждения хладагента в дополнительном теплообменнике) уже достаточно давно применяется для повышения холодильного коэффициента ПКХМ [9, 15, 23, 39, 42]. Однако в существующих установках охлаждение хладагента, поступающего в теплообменник, осуществляется, как правило, водой. Однако использование воды, в качестве промежуточного теплоносителя обладает рядом недостатков в сравнении с авторской схемой, основанной на использовании охлажденного приточного воздуха, так как:

- возникает дополнительная потребность холодной воде;
- циркулирующая вода должна быть должным образом подготовлена (очищена);

- появляются дополнительные расходы энергии на обеспечение циркуляции холодной воды;

- возрастают капитальные затраты, а также снижается надежность всей системы, что обусловлено сооружением дополнительного гидравлического контура.

В итоге, если сравнить действительный холодильный коэффициент одноступенчатой холодильной машины с водяным теплообменником (переохладителем) $\varepsilon_{Д1}$ и действительный холодильный коэффициент авторской схемы $\varepsilon_{Д2}$, можно обнаружить, что холодильный коэффициент авторской схемы выше (2.15).

$$\varepsilon_{Д1} = \frac{Q_o + \Delta Q_{OT}}{N_g + \sum N_{HAC} + N_{B.H.T}} < \varepsilon_{Д2} = \frac{Q_o + \Delta Q_{OT}}{N_g + \sum N_{HAC}} \quad (2.15)$$

где Q_o - заданная холодопроизводительность, Вт;

ΔQ_{OT} - увеличение холодопроизводительности, Вт;

N_g - эффективная мощность компрессора, Вт;

$\sum N_{HAC}$ - суммарная мощность насосов или вентиляторов, необходимая для движения внешних источников через конденсатор и испаритель, а также мощность масляных насосов, компрессоров, Вт;

$N_{B.H.T}$ - мощность привода насоса гидравлического контура, Вт (в авторской схеме $N_{B.H.T} = 0$).

Охлаждение жидкого рабочего вещества перед дроссельным вентилем можно также осуществить за счет холодного пара, идущего из испарителя, т.е. за счет применения процесса регенерации. Схемы и цикл таких регенеративных холодильных машин показаны на рисунке 2.5.

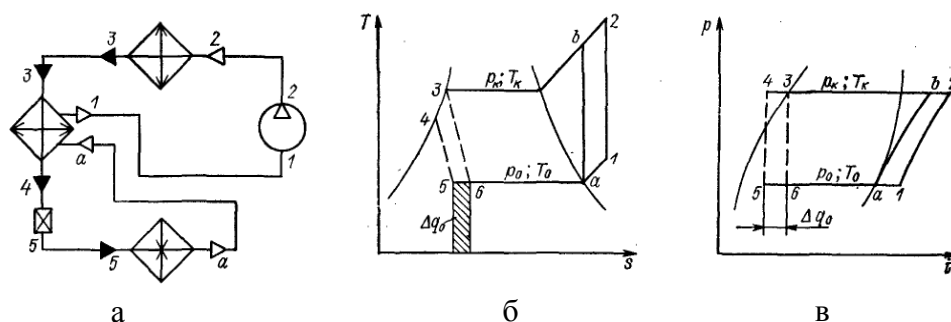


Рисунок 2.6 – Принципиальная схема (а) и цикл в диаграммах s-T (б) и i-p (в) холодильной машины с регенерацией перед дроссельным вентилем

Согласно рисунку 2.6 холодный пар рабочего вещества, выходящий из испарителя в состоянии (a), направляется в регенеративный теплообменник, где он нагревается (процесс $a-1$) за счет тепла рабочего вещества, выходящего из конденсатора, и которое при этом охлаждается (процесс $3-4$). В результате регенерации удельная холодопроизводительность увеличивается на величину $\Delta q_0 = i_6 - i_5$, но при этом одновременно увеличивается и работа компрессора $\Delta l_k = n l.1 - 2 - b - a$. Однако данный метод имеет ряд недостатков, основными из которых являются ограниченные возможности в его применении.

Сущность проблемы состоит в том, что регенеративный цикл применяется для рабочих веществ с относительно большими потерями, связанными с дросселированием, и относительно малыми потерями, связанными с перегревом рабочего вещества (Глава 3 в [22]).

Далее приведено сравнение действительного холодильного коэффициента одноступенчатой холодильной машины с регенеративным теплообменником $\varepsilon_{ДЗ}$ и действительного холодильного коэффициента авторской схемы $\varepsilon_{Д2}$ (2.16).

$$\varepsilon_{ДЗ} = \frac{Q_0 + \Delta Q_{от}}{N_e + \sum N_{нас} + \Delta N_e} < \varepsilon_{Д2} = \frac{Q_0 + \Delta Q_{от}}{N_e + \sum N_{нас}} \quad (2.16)$$

где ΔN_e - увеличение мощности, затраченной на привод компрессора из-за повышения температуры всасывания, Вт.

Однако в случае с разработанной холодильной установкой $\Delta N_e = 0$.

Следовательно, установка, основанная на предложенной автором схеме более экономична за счет отсутствия необходимости увеличения мощности, затрачиваемой на привод компрессора в связи с повышением температуры всасывания.

Следующее преимущество авторской схемы заключается в том, что в процессе работы установки теплообменник 10 может быть использован как дополнительный источник тепловой энергии (в теплый период) или «холода» (в холодный период) для технологических нужд. Так, согласно проведенному расчету, при работе рассматриваемой установки в теплый период года 81,2 кВт тепловой энергии, производимой в результате работы цикла, используются для обеспечения работы воздухонагревателя второго подогрева, а 302,4 кВт тепловой энергии явля-

ются «излишками». Эта тепловая энергия может быть использована для нагрева воды или другой жидкости для нужд чистого помещения или смежных с ним. Принимая во внимание тот факт, что в крупные производственные комплексы, кроме чистых помещений включают в себя множество административных и других помещений, «излишки» тепловой энергии авторской установки могут быть использованы в вентиляционных установках, призванных обеспечивать требуемые параметры микроклимата в этих помещениях.

Немаловажной особенностью авторской установки является то, что для ее работы к ней необходимо подвести только электрическую энергию, т.е. нет необходимости дополнительной прокладки трубопроводов, соединяющих авторскую установку с ИТП/котельной или чиллером.

Дополнительно следует отметить, что применение установки, основанной на авторской схеме, не ограничивается ее использованием в чистых помещениях рассматриваемого типа. Она также может быть использована в системах вентиляции и кондиционирования воздуха в общественных, жилых и производственных зданиях.

2.5 Основные выводы

Очевидно, что авторская схема установки кондиционирования воздуха помимо основной задачи, а именно сокращения эксплуатационных затрат чистого помещения, обладает рядом дополнительных конструктивных особенностей, положительно влияющих на надежность всей системы в целом.

Также важным преимуществом предложенной схемы является то, что при проектировании и монтаже действующей установки кондиционирования воздуха, основанной на данной схеме, не требуется разработки принципиально новых конструктивных элементов. Таким образом, внедрение предложенной автором схемы, позволяет избежать существенных финансовых затрат, которые неизбежно присутствуют при разработке принципиально нового конструктивного элемента.

В то же время, принимая во внимание уровень развития систем автоматики в настоящее время, основной недостаток предложенной схемы, заключающийся в сложности процесса регулирования, не является критичным.

Принимая во внимание положительный экономический эффект, который может быть получен в результате внедрения предложенной схемы установки кондиционирования воздуха, автором была подана заявка на получение патента на изобретение (Приложение В).

Глава 3. МЕТОДЫ РАСЧЕТА ТУРБУЛЕНТНЫХ ТЕЧЕНИЙ. АНАЛИЗ ИХ ПРИМЕНИМОСТИ К ЧИСЛЕННОМУ МОДЕЛИРОВАНИЮ ВОЗДУХОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ В ЧИСТОМ ПОМЕЩЕНИИ

3.1 Математическое моделирование, как средство анализа распределения воздуха в чистом помещении

В настоящее время, при моделировании воздушных потоков и их последующем анализе, активно внедряются методы вычислительной гидродинамики (CFD - Computational Fluid Dynamics). Список задач, решаемых методами CFD, постоянно расширяется. Появляются новые модели для более точного описания физических явлений, при этом совершенствуются численные методы, и методики расчета [38, 50, 57].

Существует множество программных пакетов CFD моделирования (PHOENICS, FIRE, FLUENT, FLOW3D, STAR CD, OpenFOAM и ряд других), предназначенных для решения широкого круга задач прикладной аэродинамики и теплообмена. В основе каждого научного или коммерческого пакета лежат определенные математические модели, описывающие физические свойства потоков.

Основная цель данной главы – это анализ основных методов расчета турбулентных течений, и математических моделей турбулентности, реализованных в коммерческих и научных пакетах CFD, преследующий цель выбора рационального метода и модели турбулентности при моделировании воздушных потоков в чистом помещении.

Движение потоков воздуха в пространстве чистого помещения соответствует турбулентному характеру движения жидкости, что подтверждается множеством экспериментов. Примером могут служить работы M. Fitzpatrick [56], S.C. Hu [66], K.C. Karki [72], M.H. Saidi [92], Y.C. Shih [95], T. Xu [107-110], S.J. Yang [112] и других.

Зачастую при оценке характера движения потока жидкости или газа (ламинарный или турбулентный) ссылаются на значения числа Рейнольдса [88]. Однако, в случае с воздушными потоками в чистых помещениях турбулентный поток

генерируется различными препятствиями, которые возникают на пути этого потока (различные технологические установки, оборудование, персонал и т.д.), т.е. самой конструкцией помещения.

3.2 Краткий обзор методов расчета турбулентных течений

Несмотря на достигнутые успехи в области построения эффективных численных алгоритмов, предназначенных для решения задач гидромеханики и тепло-массопереноса, и в разработке сопутствующего математического обеспечения (генераторы сеток, интерактивные системы ввода данных и системы визуализации результатов расчетов), проблема численного моделирования турбулентности по-прежнему остается актуальной [28].

В отличие от ламинарных течений однофазной среды (жидкости или газа), расчет которых, благодаря отмеченным выше достижениям, стал во многом рутинной процедурой, надежное предсказание характеристик сложных турбулентных течений, представляющих наибольший практический интерес по целому ряду причин (принципиально трехмерный нестационарный характер, стохастическая природа и исключительно широкий пространственно-временной спектр турбулентности) все еще остается весьма сложной задачей.

Существует три основных подхода, применяемых при расчете турбулентных течений:

- прямое численное моделирование (DNS - Direct Numerical Simulation);
- метод моделирования крупных вихрей (LES - Large Eddy Simulation);
- метод на основе решения уравнений Навье-Стокса, осредненных по Рейнольдсу (RANS - Reynolds-averaged Navier-Stokes equations).

3.2.1 Прямое численное моделирование (DNS)

Суть этого подхода состоит в непосредственном решении трехмерных нестационарных уравнений Навье-Стокса с использованием пространственных сеток и шагов интегрирования по времени, достаточных для разрешения всех суще-

ственных для рассматриваемого течения пространственно-временных неоднородностей (в том числе и коротковолновых [28]). Очевидно, что этот подход является максимально строгим, так как он базируется на достаточно обоснованном предположении о применимости уравнений Навье-Стокса для описания турбулентных течений. Однако, не менее очевидно и то, что для его численной реализации необходимо использовать очень мелкие сетки, количество узлов которых должно резко увеличиваться с ростом числа Рейнольдса.

Поскольку DNS требует трехмерного нестационарного расчета, то стоимость расчета будет пропорциональна общему количеству узлов сетки и количеству шагов по времени Re^3 . Это означает, что при увеличении числа Рейнольдса в 2 раза временные затраты увеличиваются примерно на порядок. Эти жесткие требования отчасти смягчаются при использовании высокоточных спектральных методов численного интегрирования уравнений Навье-Стокса, которые часто используются для DNS. Однако эти методы неприменимы к расчету течений со сложной геометрией.

Указанные обстоятельства приводят к тому, что на практике DNS применяется только для расчета простых турбулентных течений при низких числах Рейнольдса. При этом основной задачей расчета является не собственно получение данных о характеристиках осредненного течения (они, как правило, известны), а получение детальной информации о структуре турбулентности, а также вычисление отдельных членов, входящих в те или иные модели турбулентности. С практической точки зрения, статистика, полученная с DNS, может быть использована для тестирования и калибровки моделей, базирующихся на осредненных уравнениях Рейнольдса.

Таким образом, в настоящее время основные трудности при использовании DNS заключаются в ограниченности компьютерных ресурсов.

Очевидно, что в ближайшей перспективе применение прямого численного моделирования для решения прикладных задач, в частности задач моделирования воздухораспределения в чистых помещениях - невозможно.

3.2.2 Метод моделирования крупных вихрей (LES)

Подход LES сформировался в начале 80-х годов XX века. Идея LES состоит в том, что, в отличие от «глобального» осреднения уравнений Навье-Стокса, производится их «фильтрация» только от коротковолновых (с длинами волн порядка и меньше размеров используемой расчетной сетки) турбулентных неоднородностей [46].

При моделировании крупных вихрей, они напрямую разрешаются на численной сетке и времени, а мельчайшие вихри подсеточного масштаба моделируются.

Основное отличие LES от DNS заключается в концепции процедуры фильтрации для LES, т.е. разделения мелкомасштабных и крупных структур [102].

Выбор функции для фильтра один из центральных пунктов в моделировании крупных вихрей [96, 97].

Наиболее распространенные модели LES (модель Смагоринского и модель Германо) представлены в [46].

Так как LES включает моделирование мельчайших вихрей, то характерные размеры ячеек могут быть намного больше, чем колмогоровский масштаб длины, а временные шаги могут быть выбраны более крупными, чем они возможны в DNS. Таким образом, требования к вычислительным ресурсам в LES гораздо ниже, чем в DNS.

Однако широкое распространение подхода LES все еще ограничивается возможностями вычислительной техники. Таким образом, при моделировании процессов воздухораспределения подход LES может быть использован для относительно простой геометрии.

Однако следует отметить, что в связи с бурным развитием вычислительной техники, сфера применения LES постоянно расширяется. Существует мнение, что LES в ближайшее время вытеснит RANS.

3.2.3 Метод на основе решения уравнений Навье-Стокса, осредненных по Рейнольдсу (RANS)

Для технических приложений, к которым также относится задача моделирования процессов воздухораспределения, более применимым является метод, базирующийся на решении осредненных уравнений Навье-Стокса или уравнений Рейнольдса. В этом случае мгновенные значения гидродинамических параметров ϕ представляются в виде суммы осредненной величины $\bar{\phi}$ и ее пульсационной составляющей ϕ' :

$$\phi(x_i, t) = \bar{\phi}(x_i, t) + \phi'(x_i, t) \quad (3.1)$$

где x_i – декартовы координаты, м;

t – время, с.

В интегральной форме осреднение по времени можно записать в виде:

$$\bar{\phi}(x_i) = \lim_{t \rightarrow \infty} \frac{1}{t} \int_0^t \phi(x_i, t) dt \quad (3.2)$$

На рисунке 3.1 приведен пример изменения во времени скорости течения в статистически стационарном и нестационарном течении.

Применяя данное осреднение по времени нестационарных трехмерных уравнений Навье-Стокса, можно получить систему уравнений сохранения массы, импульса и скаляра (энергии, температуры, массовой доли) [105].

При этом подразумевается, что временной интервал, по которому производится осреднение, намного больше характерных временных масштабов турбулентности, и, в то же время, намного меньше характерного макро масштаба времени рассматриваемого течения.

Характерной особенностью данной системы уравнений является то, что эта система является незамкнутой, поскольку в нее входит неизвестный тензор так называемых рейнольдсовых напряжений [105]. Для замыкания системы уравнений Рейнольдса необходимо определить связь между тензором рейнольдсовых напряжений и параметрами осредненного течения. Эта связь называется моделью турбулентности.

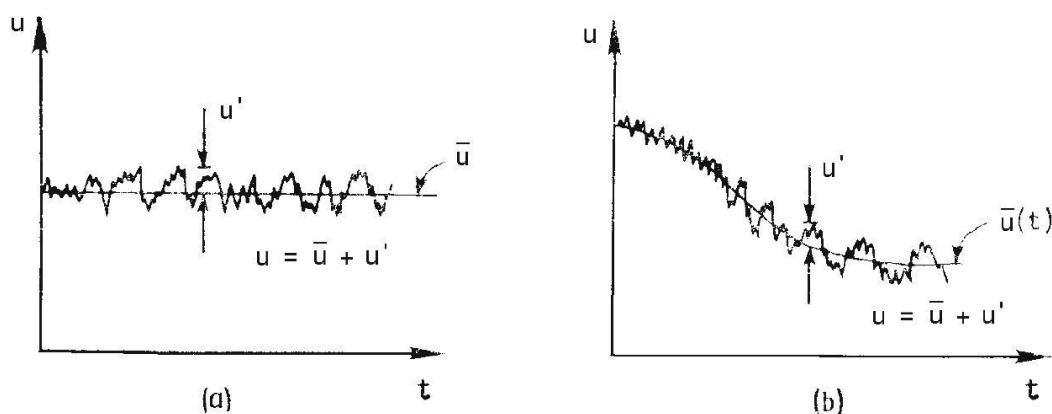


Рисунок 3.1 – Осреднение для (а) стационарного течения, (б) нестационарного течения

Огромный опыт, накопленный при эксплуатации полуэмпирических моделей турбулентности, привел к ясному осознанию того, что надежды на создание универсальной модели турбулентности пригодной для расчета всех или, по крайней мере, большинства турбулентных течений, казавшиеся вполне реальными еще в 70-80-х годах прошлого века, едва ли осуществимы. Это, в свою очередь, привело к значительному смещению акцентов в исследованиях, посвященных моделированию турбулентности.

В этой области, наряду с традиционными исследованиями, направленными на усовершенствование существующих и разработку новых моделей турбулентности, в последнее время большое внимание уделяется проблеме тестирования и определения границ применимости таких моделей.

Спектр существующих моделей турбулентности очень широк: от простых алгебраических связей до сложных моделей рейнольдсовых напряжений, содержащих 7 и более дифференциальных уравнений. Однако среди всего многообразия моделей можно выделить три основные группы, которые нашли свое применение в большинстве программных пакетов CFD:

- алгебраические модели (без дифференциальных уравнений);
- модели с одним дифференциальным уравнением;
- модели с двумя дифференциальными уравнениями.

Алгебраические модели турбулентности

Данный тип моделей является наиболее простым типом, определяющим турбулентную вязкость (связь между турбулентной вязкостью и параметрами осредненного потока задается алгебраическими соотношениями). Впервые такая модель была предложена Прандтлем в 1925 г. и известна как модель, где главную роль играет понятие пути перемешивания [5]. К достоинствам алгебраических моделей можно отнести: скорость вычислений и простоту калибровки и модификаций с учетом специфики рассматриваемых течений.

Однако данный тип моделей обладает и рядом существенных недостатков.

1) Алгебраические модели крайне неуниверсальны. При переходе от одного течения к другому возникает необходимость модификации моделей. Например, модель Себеси-Смита (настроенная для вынужденно-конвективных пограничных слоев (ПС)) не очень хорошо работает для труб, а при переходе к свободно-конвективным ПС требует серьезной модификации (переходу от формулы Клаузера к формуле Прандля).

2) Невозможность применения алгебраических моделей к расчету более сложных течений (в первую очередь трехмерных течений и течений в областях сложной геометрии). Серьезные сложности возникают даже при расчете трехмерных турбулентных ПС. Основная проблема состоит в определении параметров пограничного слоя в течениях сложной геометрии (скорость на внешней границе пограничного слоя, толщина пограничного слоя, динамическая скорость на стенке, расстояние до стенки, продольная скорость и т.п.).

3) Мгновенная реакция моделей на изменение «масштабных параметров». При резком изменении параметров внешнего потока это приводит к столь же резкому изменению турбулентной вязкости без «эффектов памяти». Пример: пограничный слой на движущейся стенке.

Таким образом, использование алгебраических моделей при моделировании процессов воздухораспределения имеет ряд ограничений. Оценка применимости алгебраических моделей турбулентности подробно изложена в работе Вилкокса [105].

Следующая группа моделей турбулентности – это модели, в основе которых лежат дифференциальные уравнения. Основное отличие таких моделей от алгебраически моделей заключается в возможности дифференциальных моделей учитывать влияние нелокальных эффектов (эффектов переноса) путем решения дифференциального уравнения. В общем виде уравнения переноса, используемые в моделях с одним или двумя дифференциальными уравнениями, можно записать как [113].

Модели с одним дифференциальным уравнением

Наиболее простыми (с точки зрения количества уравнений) дифференциальными моделями являются модели с одним уравнением.

Модели с одним уравнением, как и алгебраические модели, служат для вычисления турбулентной вязкости и, как правило, не приспособлены для создания на их основе нелинейных моделей и моделей рейнольдсовых напряжений.

Основное достоинство данных моделей заключается в том, что в их основе лежат простейшие из дифференциальных уравнений. Также они отличаются вычислительной дешевизной, простотой калибровки и, по крайней мере, наличием двух хорошо проработанных моделей турбулентности. Модели с одним дифференциальным уравнением обладают большей универсальностью к описанию турбулентных течений с учетом сжимаемости, переходных явлений, кривизны и отрыва потока. Объектами их применения, как правило, являются простые конфигурации потоков.

Принципиальный недостаток данной модели - это необходимость привлечения других соотношений для линейного масштаба. Если в случае пограничных слоев эта проблема решается путем использования расстояния до стенки, то в свободных сдвиговых течениях даже у лучших моделей возникают существенные проблемы (эта проблема часто называется проблемой следа-струи). Как и в случае алгебраических моделей, в моделях с одним дифференциальным уравнением сильна привязка к калибровочным коэффициентам. Снять указанные ограничения можно, например, при определении масштаба турбулентности введением независимой переменной, т.е. решением дополнительного уравнения переноса.

Модели с двумя дифференциальными уравнениями

Модели с одним уравнением для кинетической энергии турбулентности оказались не столь удачны из-за привлечения дополнительных неуниверсальных алгебраических соотношений для диссипации. Наиболее естественный путь развития в данном случае - построение второго дифференциального уравнения для диссипации.

Таким образом, более универсальными моделями в инженерных расчетах турбулентных потоков являются модели с двумя дифференциальными уравнениями.

Первая такая модель была предложена Колмогоровым (1945г.) [18].

В настоящий момент наиболее продвинутыми и часто используемыми являются два типа моделей с двумя уравнениями: k - ε и k - ω [45].

k - ε модель турбулентности

В настоящее время k - ε модель является наиболее популярной моделью турбулентности [5, 45]. Основным принцип k - ε модели в следующем:

Уравнения движения преобразуются к виду, в котором добавлено влияние флуктуации средней скорости (в виде турбулентной кинетической энергии) и процесса уменьшения этой флуктуации за счет вязкости (диссипации). В данной модели решаются два дополнительных уравнения для транспорта кинетической энергии турбулентности k и транспорта диссипации турбулентности ε .

Первые усилия по ее разработке были предприняты Чоу (1945), Давыдовым (1961), Харлоу и Накаямой (1968). В 70-х – 80-х годах появилось целое семейство k - ε моделей (например, Лаундер-Приддин-Шарма (1977), Лэм-Бремхерст (1981), Чен (1982) и др.).

По мере совершенствования k - ε моделей был достигнут существенный прогресс в расчетах различных типов течений, в том числе сдвиговых турбулентных. Это послужило основанием для включения моделей типа k - ε во все вычислительные программы, а также в коммерческие пакеты, предназначенные для решения широкого круга задач прикладной аэродинамики и теплообмена (PHOENICS, FIRE, FLUENT, FLOW3D, STAR CD и ряд других).

К достоинствам моделей этого типа можно отнести расчет свободных сдвиговых течений. Кроме того, по этим моделям накоплен огромный опыт расчетов, они хорошо исследованы и присутствуют в большинстве коммерческих программ.

Таким образом, простота, хорошая сходимость и приемлемая точность k - ε модели позволяет ей на данный момент оставаться одной из наиболее употребительных моделей для моделирования широкого спектра турбулентных течений.

k - ω модель Саффмена-Вилкокса

Данная модель имеет множество общих черт с моделью k - ε . Основная разница между ними заключается в том, что вместо уравнения диссипации решается уравнение для скорости диссипации турбулентной энергии. Так как согласно формулировке Колмогорова, параметр ω соответствует скорости диссипации энергии в единице объема и времени.

Более подробно уравнения и особенности модели k - ω представлены в источниках [5, 45, 46].

3.3 Основные выводы

На рисунке 3.2 показаны отличия трех упомянутых выше методов исследования турбулентных течений в разрешении по времени.

Как видно из рисунка, DNS и LES позволяют получить информацию о нестационарных эффектах турбулентного течения, а RANS оперирует осредненными величинами. Для моделирования нестационарных явлений в RANS используется URANS методика [113].

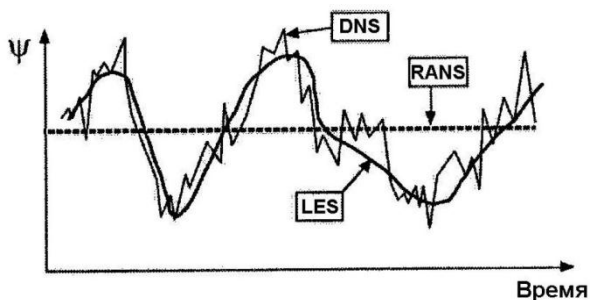


Рисунок 3.2 – Методы исследования турбулентных течений в разрешении по времени

В Таблице 3.1 приведены основные недостатки и преимущества моделей и подходов для исследования турбулентных течений [45].

Таблица 3.1 – Основные существующие модели турбулентности и стратегии моделирования

I. DNS	учет всех структур, присущих турбулентным течениям; сверхвысокие требования компьютерным ресурсам.
II. LES	учет крупных структур, присущих турбулентным течениям, высокие требования к компьютерным ресурсам.
III. RANS	
первого порядка	
алгебраические	эмпирическая информация, простота калибрования; привязка к определенным видам течений.
с одним диф. уравнением	полуэмпирическая информация; простота калибрования; учет ряда эффектов, присущих турбулентным течениям.
с двумя диф. уравнениями	не требуют эмпирических оценок для каждого течения; изотропная турбулентная вязкость/диффузия.
нелинейные	анизотропная турбулентная вязкость/диффузия; учет многих эффектов, строгая привязка к калибровочным коэффициентам при нелинейных членах.
EARSM/ EASFM	анизотропная турбулентная вязкость/диффузия; учет многих эффектов турбулентности; нахождение коэффициентов при нелинейных членах из упрощенного алгебраического уравнения, получаемого из моделей второго порядка.
второго порядка	
RSM/RSFM	учет многих эффектов; сложны; требуют решения 7/3 дополнительных нелинейных дифференциальных уравнений для компонент тензора рейнольдсовых напряжений и скалярного переноса.

В результате можно сделать вывод о том, что модели турбулентности DNS и LES не могут быть использованы при анализе воздухораспределения в чистом помещении по множеству причин, основные из которых:

- сверхвысокие требования к компьютерным ресурсам;
- невозможность использования данных методов при расчете течений со сложной геометрией.

Таким образом, наиболее приемлемым методом является метод, базирующийся на решении осредненных уравнений Навье-Стокса или уравнений Рейнольдса, т.е. RANS.

При этом для замыкания уравнений RANS следует использовать модель с двумя дифференциальными уравнениями, так как она позволит получить приемлемые по точности результаты при минимальных требованиях к компьютерным ресурсам, т.е. времени.

Более того, данная модель свободна от основных недостатков алгебраических моделей и моделей с одним дифференциальным уравнением, а именно:

- невозможность использования данных методов при расчете течений со сложной геометрией (в случае использования алгебраических моделей);
- необходимость привлечения других соотношений для линейного масштабирования. Значительная привязка к калибровочным коэффициентам (в случае использования моделей с одним дифференциальным уравнением).

При моделировании воздухопотоков в чистом помещении наиболее рациональным является использование модели турбулентности, в которой используются два транспортных дифференциальных уравнения для расчета кинетической энергии k и турбулентной диссипации ε (модель k - ε).

Так как ее возможностей и точности данной модели турбулентности более чем достаточно для решения вопросов построения модели воздухораспределения в чистом помещении и последующего анализа. Также данная модель получила хорошие отзывы в работах S.C. Hu, Y.K. Chuah [67], W.K. Brown [53], E. Hunt, D.E. Benson, L.G. Hopkins [69] и др.

Глава 4. ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ СКОРОСТИ ПРИТОЧНОГО ВОЗДУХА НА ПЕРЕНОС И УДАЛЕНИЕ АЭРОЗОЛЬНЫХ ЗАГРЯЗНЯЮЩИХ ВЕЩЕСТВ ИЗ РАБОЧЕЙ ЗОНЫ ЧИСТОГО ПОМЕЩЕНИЯ

4.1 Численное моделирование в чистых помещениях

В процессе проведения данного исследования автор опирался на результаты численного моделирования и реальных экспериментов в области воздухораспределения в чистых помещениях, проведенных другими исследователями.

Так Suh-Jenq Yang и Wu-Shung Fu провели исследования, направленные на изучение влияния движения оператора на удаление частиц загрязнителя в непосредственной близости от рабочего места оператора [112]. Yang-Cheng Shih и др. исследовали влияние движения оператора на распределение воздушных потоков внутри турбулентно вентилируемого помещения (изолятора), включая анализ распределения скоростей и давлений [95]. М.Н. Saidi и др. исследовали влияние местоположения источника загрязнений на распределение загрязнителя в пространстве чистого помещения [92].

Таким образом, работа, выполненная автором, является логическим продолжением уже проведенных исследований.

4.2 Выбор расчетных комплексов

Для дискретизации расчетных областей со сложной геометрической топологией был использован программный комплекс Ansys ICEM-CFD, состоящий из двух модулей: Tetra/Prism и Hexa. Первый модуль генерирует высококачественные сетки на основе тетраэдров, второй модуль – структурированные сетки на основе блочных топологий [48, 49]. Для более простых задач использовался программный комплекс Ansys GAMBIT [62].

Программа генерирования сетки GAMBIT проста в использовании и представляет автоматический импорт геометрии из таких программ для построения геометрии как IGES, Catya, Parasolid, ACIS и другие.

Задание граничных условий и начального распределения, а также расчет и обработка полученных результатов велись в программном комплексе Ansys FLUENT [47, 60].

Возможности этого пакета позволяют использовать его при решении любых задач вычислительной гидродинамики. Во многом это обусловлено тем, что этот пакет обладает возможностью индивидуальной подстройки численной модели через определяемые пользователем функции (UDF).

Визуализация полученных результатов осуществлялась в программе Tecplot360.

4.3 Пространственная модель

В рамках данной работы была создана численная модель чистого помещения, аналогичная чистому помещению лабораторного комплекса, представленного на рисунке 2.2. Размеры чистого помещения: 3 x 6 x 2,8 м (рисунок 4.1). Данные размеры были выбраны не случайно. Они соответствуют размерам чистых помещений в исследовательских центрах и учебных заведениях, в которых автор имел возможность работать над своими исследованиями: в лаборатории наноцентра Венского технического университета (ZMNS - TUW), в чистых помещениях Гонконгского университета науки и технологии (NFF - HKUST) и в Швейцарской высшей технической школе Цюриха (FIRST - ETH Zurich) (приложение А). Также данные размеры соответствуют также экспериментальному чистому помещению компании Cleanroom Technology Austria GmbH, которую автор посещал в процессе работы над данной темой.

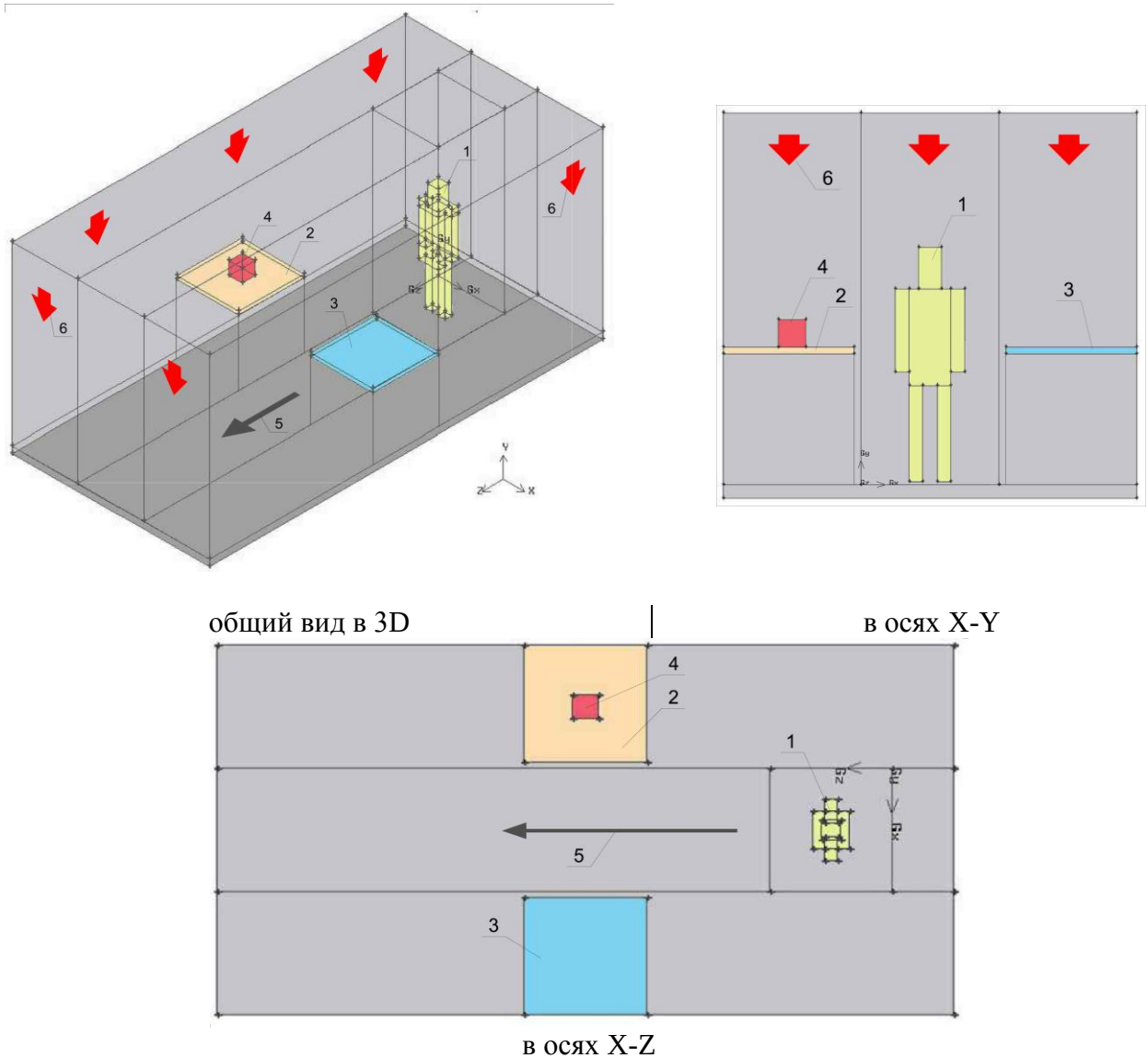


Рисунок 4.1 - Геометрическая модель чистого помещения

1 – оператор; 2, 3 – рабочий стол; 4 – источник аэрозольного загрязнения; 5 – направление движения оператора; 6 – направления потока приточного воздуха.

Принимая во внимание тот факт, что геометрия данной модели меняется с течением времени, вследствие движения оператора, следует разбить всю модель на несколько блоков, в зависимости от характера этого движения, т.е. сжимаемые, растягиваемые, движущиеся и остающиеся без движения. Таким образом, весь объем следует разбить на 6 блоков:

RIGHT – не движущийся блок по правую сторону от манекена с заключенным в его объем столом, на котором находится источник аэрозольного загрязнителя;

LEFT – не движущийся блок по левую сторону от манекена с заключенным в его объем рабочим столом;

CUBE – движущийся блок, в который заключен манекен;

FRONT – сжимающийся блок вдоль оси Z (перед CUBE);

BACK – растягивающийся блок вдоль оси Z (позади CUBE).

BOTTOM – не движущийся блок, представляющий собой «основание» чистого помещения, толщиной 10 см. (рисунок 4.1).

Как показали предварительные расчеты, введение данного блока (BOTTOM) в модель позволяет избежать ошибок при моделировании, вызванных изменением с течением времени площади поверхности, через которую осуществляется удаление воздуха из чистого помещения. Размеры каждого блока представлены в таблице 4.1.

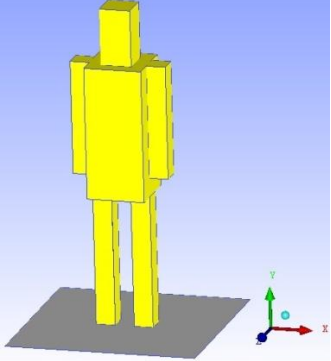
Схема воздухораспределения данной модели также соответствует схеме, представленной на рисунке 2.2: схема с вертикальным однонаправленным потоком воздуха, при 100%-ном покрытии потолка фильтрами. Удаление воздуха осуществляется через перфорированные панели, покрывающие всю площадь пола чистого помещения.

Согласно поставленной задаче, оператор движется с постоянной скоростью (1 м/с) вдоль оси Z, что соответствует средней скорости идущего человека. Расстояние, пройденное оператором, составляет 4м.

Таблица 4.1 – Размеры блоков в осях X, Y, Z

Наименование блока	Размер блока вдоль оси X (м)	Размер блока вдоль оси Z (м)	Размер блока вдоль оси Y (м)
Right	1,0	6,0	2,7
Стол с источником загрязнения	1,0	1,0	0,05
Источник загрязнителя (куб)	0,2	0,2	0,2
Left	1,0	6,0	2,7
Рабочий Стол	1,0	1,0	0,05
Bottom	3,0	6,0	0,1
Front	1,0	4,5	2,7
Back	1,0	0,5	2,7
Cube (оператор)	1,0	1,0	2,7

Таблица 4.2 – Геометрические размеры модели оператора (манекена)

Модель*	Наименование	Размер элемента вдоль оси X (м)	Размер элемента вдоль оси Z (м)	Размер элемента вдоль оси Y (м)
	Тело	0,3	0,2	0,7
	Голова	0,16	0,16	0,3
	Левая рука	0,1	0,1	0,6
	Правая рука	0,1	0,1	0,6
	Левая нога	0,1	0,1	0,7
	Правая нога	0,1	0,1	0,7
* - внешний вид манекена в программном комплексе Ansys ICEM-CFD				

4.4 Создание расчетной сетки

Построение расчетной сетки является неотъемлемой частью процесса численного моделирования. Качество расчетной сетки оказывает влияние на точность получаемых результатов, сходимость процесса и на время, необходимое для решения задачи.

При решении поставленной задачи была использована неструктурированная сеточная технология. Основная особенность неструктурированной сеточной модели заключается в том, что сетка может состоять из элементов разнообразной формы: четырехугольников и треугольников для двухмерных моделей и гексаэдров, тетраэдров, призм и пирамид для трехмерных моделей.

Для сжимающихся/расширяющихся объемов, к которым относятся блоки FRONT и BACK, а также относительно простой геометрии, к которой относятся блоки LEFT, RIGHT и BOTTOM, была выбрана гексаэдральная расчетная сетка с применением технологии Cooreg, которая является наиболее удобным решением при работе с изменяемыми поверхностями. Технология Cooreg позволяет строить объемную неструктурированную сетку путем экструзии вдоль тела двумерной сетки с торцевой поверхности. Размер ребра гексаэдра составляет 50мм.

Для достаточно сложного с геометрической точки зрения объема, которым является блок CUBE с заключенным в него манекеном, была выбрана оптимальная тетраэдральная расчетная сетка (размер ребра тетраэдра составляет 10мм), на основе метода граничной коррекции (Omtree/Quadtree).

Идея этого метода заключается в следующем: на заданную область «накладывается» предварительно сгенерированная сетка. Далее от этой сетки отсекаются все лишние фрагменты, которые выходят за пределы расчетной области, затем корректируется положение узлов, лежащих вблизи границы так, чтобы они попали в «углы» на «ребра» и на «границы» области. Таким образом, алгоритм разбивается на два различных этапа: построение «первичной» сетки и коррекция сетки.

Схематично этот процесс представлен на рисунке 4.2.

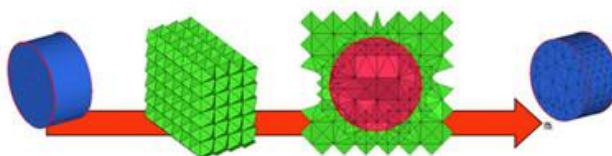


Рисунок 4.2 – Принцип построения расчетной сетки на основе метода граничной коррекции

В результате наложения сеток на модель, было получено 264559 тетраэдральных и 286276 гексаэдральных расчетных ячеек (Рисунок 4.3).

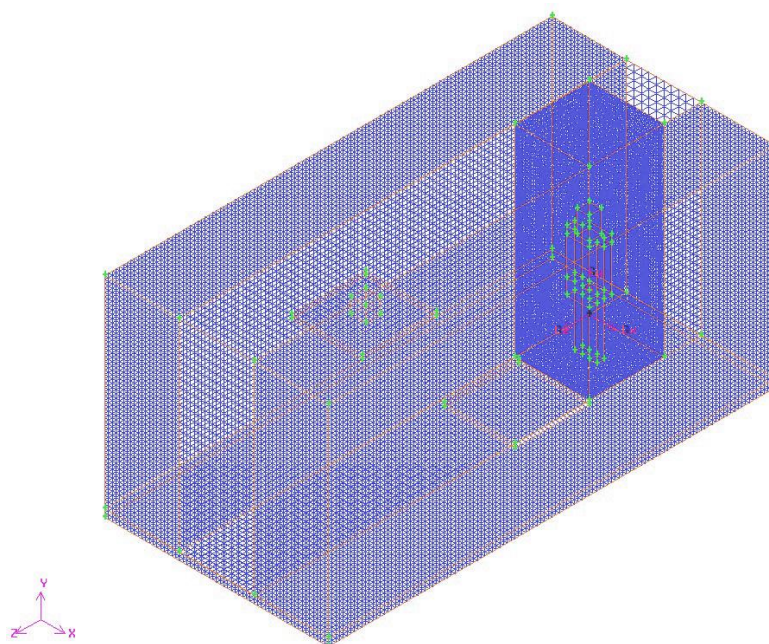


Рисунок 4.3 – Геометрическая модель чистого помещения с наложенной на нее расчетной сеткой (сетка, заполняющая объемы отключена) в GAMBIT

4.5. Основные уравнения и параметры модели

Граничные условия

Для поверхностей, формирующих модель чистого помещения, были выбраны следующие граничные условия:

- «VELOCITY INLET» для поверхности потолка, через которую осуществляется подача воздуха в пространство чистого помещения;
- «OUTFLOW» для поверхности пола, через который осуществляется удаление воздуха;
- «INTERFACE» для плоскостей, определяющих границы блоков внутри помещения;
- «WALL» для всех остальных плоскостей, к которым относятся плоскости, ограничивающие чистое помещение по периметру, а также плоскости формирующие форму стола и манекена.

Основные свойства и параметры выбранных граничных условий представлены в источниках [60,62].

Уравнения движения

Так как в чистых помещениях концентрация частиц (загрязнителя) в воздухе находится на очень низком уровне, то эти частицы не оказывают влияния на гидродинамику воздушного потока. В результате чего, проведя ряд преобразований в отношении определяющих уравнений, а именно уравнения неразрывности или сохранения массы и уравнения изменения количества движения, можно получить уравнение движения в форме Навье-Стокса. Для несжимаемых жидкостей и при постоянной вязкости уравнение Навье-Стокса записывается в виде:

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\mu}{\rho} \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_i \partial x_j} \quad (4.1)$$

где u_i – компонента скорости, м/с;

t – время, с;

x_i – декартовы координаты, м;

ρ – плотность, кг/м³;

p – статическое давление, Па;

Для решения уравнения (4.1) применяется стандартная k - ε модель турбулентности (Глава 3). Данная модель отличается надежностью, достаточной точностью для широкого спектра турбулентных течений и в то же время она достаточно экономична к вычислительным ресурсам. Этим объясняется ее широкое использование в инженерных расчетах [76].

Уравнения для k и ε имеют следующий вид [45]:

$$\rho \frac{\partial k}{\partial t} + \rho \bar{u}_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \tau_{ij} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \rho \varepsilon + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (4.2)$$

$$\rho \frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \rho \bar{u}_j \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} = c_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} \tau_{ij} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - c_{\varepsilon 2} \frac{\varepsilon^2}{k} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] \quad (4.3)$$

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (4.4)$$

$$\tau_{ij} = -\overline{\rho u_i' u_j'} = \rho \mu_t \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (4.5)$$

где k – турбулентная кинетическая энергия, $\text{м}^2/\text{с}^2$;

ε – скорость диссипации турбулентной кинетической энергии, $\text{м}^2/\text{с}^3$;

μ , μ_t – коэффициенты кинематической молекулярной и турбулентной вязкости, $\text{кг}/(\text{м} \cdot \text{с})$;

τ_{ij} – компоненты тензора рейнольдсовых напряжений, $\text{м}^2/\text{с}^2$;

δ_{ij} – символ Кронекера ($i = j \rightarrow \delta_{ij} = 1$; $i \neq j \rightarrow \delta_{ij} = 0$);

σ_k , σ_ε – значения числа Прандтля для k и ε , соответственно;

$c_{\varepsilon 1}$, $c_{\varepsilon 2}$, C_μ – модельные константы.

$$c_{\varepsilon 1} = 1.44; c_{\varepsilon 2} = 1.92; C_\mu = 0.09; \sigma_k = 1.0; \sigma_\varepsilon = 1.3$$

В качестве основного алгоритма сегрегации был выбран – SIMPLE [85]. Данный алгоритм использует связь скорости и корректировок давлений для обеспечения сохранения массы, а также, чтобы получить поля давлений.

В качестве граничных условий на границе вязкой жидкости и твердого тела были выбраны «no-slip boundary conditions».

В данном расчете также была использована пристеночная функция, что позволило повысить точность моделирования турбулентного пограничного слоя на

сравнительно грубой сетке. В решении поставленной задачи была использована функция, описанная в работе В.Е. Launder и D. В. Spalding [77]. Данная функция получила широкое распространение в решении различных прикладных задач, связанных с моделированием потоков жидкости и газа. В программном комплексе FLUENT данная функция именуется как «Standard Wall Function» [60].

Расчет начального значения турбулентной кинетической энергии k для поверхности типа INLET был произведен в соответствии со следующей эмпирической формулой:

$$k = 0,002V^2 \quad (4.6)$$

где V – скорость воздушного потока на входе в чистое помещение, м/с.

Данная формула была получена S.C. Hu [66], основываясь на обзоре Rodi [89].

Подобное соотношение, согласно работе S.C. Hu, соответствует значению турбулентной интенсивности на уровне 4%.

В результате сравнения ряда численных и физических экспериментов подобное значение (4%) являются наиболее корректными при моделировании воздушных потоков в чистом помещении [66].

Значение скорости диссипации турбулентной энергии может быть определено по формуле, представленной в работе Ферцигера [55]:

$$\varepsilon = k^{3/2} \cdot L \quad (4.7)$$

где L – масштаб турбулентности, который принимается равным 10 мм, что соответствует размеру ячейки высокоэффективного воздушного фильтра, через который осуществляется подача воздуха в чистое помещение.

Значения турбулентной кинетической энергии и скорости диссипации турбулентной энергии для поверхности INLET для каждого случая представлены в таблице 4.3.

Основные параметры расчета с учетом движения оператора следующие:

- шаг по времени (Time step size) – 0,1 с;
- количество шагов по времени (Number of time steps) – 300;

- количество итераций для одного шага (Max iterations/time step) – 5000;
- автосохранение результатов моделирования – каждые 5 временных шагов.

Таблица 4.3 – Значения k и ε в зависимости от скорости воздушного потока

Параметр	ед. изм.	Значение								
Скорость потока, v	м/с	0,01	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,8	1,0
k	$\text{м}^2/\text{с}^2$	0,0000002	0,00002	0,00008	0,00018	0,00032	0,0005	0,00072	0,00128	0,002
ε	$\text{м}^2/\text{с}^2/\text{с}$	$8,9 \cdot 10^{-9}$	0,0000089	0,000076	0,000241	0,000572	0,001118	0,001932	0,004579	0,0089

Для моделирования процесса воздухораспределения в пространстве чистого помещения с учетом движения оператора следует дополнительно использовать динамическую сетку, а также UDF [61]. UDF (User Defined Function) – это функция, определенная пользователем, которая позволяет описать различные параметры, которые невозможно задать стандартными средствами FLUENT.

С этой целью автором была составлена функция, позволяющая описать характер движения манекена вдоль одной из стен чистого помещения. Функция имеет следующий вид:

```
#include <stdio.h>
#include "udf.h"
DEFINE_CG_MOTION(valve, dt, cg_vel, cg_omega, time, dtime)
{
    if(time<=4)
        cg_vel[1] = 1;
    else
        cg_vel[1] = 0.0;
}
```

Также следует описать законы, по которым будет осуществляться инъекция/введение частиц в пространство чистого помещения.

Диаметр аэрозольных индикаторных частиц, а также их координаты заданы отдельным файлом в формате «.txt» (Таблица 4.4).

Согласно данному файлу, было произведено 5 введений аэрозольных индикаторных частиц (по 5 частиц сферической формы на каждую из 5-ти плоскостей

источника загрязнений в течение первых пяти секунд моделирования). Таким образом, в сумме в пространство чистого помещения было введено 125 частиц.

Данный принцип позволяет отследить, как изменяется движение частиц в зависимости от положения оператора в каждый момент движения.

Согласно таблице 4.4, диаметр индикаторных частиц составляет 0,3 мкм. Данный размер соответствует одному из характерных диаметров частиц загрязнителя (0,1мкм; 0,2мкм; 0,3мкм; 0,5мкм; 1,0мкм; 5,0мкм), которые, как правило, учитываются при определении класса чистоты помещения [11]. Плотность аэрозольных частиц составляет 1 г/см³.

Таблица 4.4 – Единичное введение индикаторных частиц

№ частицы	Координаты, м			Скорость, м/с			Диаметр, м	Объем, м ³
	X	Y	Z	X	Y	Z		
1	-0,5	1,1	2,61	0	0	0	$3,0 \cdot 10^{-7}$	$1,41 \cdot 10^{-14}$
2	-0,5	1,1	2,61	0	0	0	$3,0 \cdot 10^{-7}$	$1,41 \cdot 10^{-14}$
3	-0,5	1,1	2,61	0	0	0	$3,0 \cdot 10^{-7}$	$1,41 \cdot 10^{-14}$
4	-0,5	1,1	2,61	0	0	0	$3,0 \cdot 10^{-7}$	$1,41 \cdot 10^{-14}$
5	-0,5	1,1	2,61	0	0	0	$3,0 \cdot 10^{-7}$	$1,41 \cdot 10^{-14}$
6	-0,61	1,1	2,5	0	0	0	$3,0 \cdot 10^{-7}$	$1,41 \cdot 10^{-14}$
7	-0,61	1,1	2,5	0	0	0	$3,0 \cdot 10^{-7}$	$1,41 \cdot 10^{-14}$
8	-0,61	1,1	2,5	0	0	0	$3,0 \cdot 10^{-7}$	$1,41 \cdot 10^{-14}$
9	-0,61	1,1	2,5	0	0	0	$3,0 \cdot 10^{-7}$	$1,41 \cdot 10^{-14}$
10	-0,61	1,1	2,5	0	0	0	$3,0 \cdot 10^{-7}$	$1,41 \cdot 10^{-14}$
11	-0,5	1,1	2,39	0	0	0	$3,0 \cdot 10^{-7}$	$1,41 \cdot 10^{-14}$
12	-0,5	1,1	2,39	0	0	0	$3,0 \cdot 10^{-7}$	$1,41 \cdot 10^{-14}$
13	-0,5	1,1	2,39	0	0	0	$3,0 \cdot 10^{-7}$	$1,41 \cdot 10^{-14}$
14	-0,5	1,1	2,39	0	0	0	$3,0 \cdot 10^{-7}$	$1,41 \cdot 10^{-14}$
15	-0,5	1,1	2,39	0	0	0	$3,0 \cdot 10^{-7}$	$1,41 \cdot 10^{-14}$
16	-0,39	1,1	2,5	0	0	0	$3,0 \cdot 10^{-7}$	$1,41 \cdot 10^{-14}$
17	-0,39	1,1	2,5	0	0	0	$3,0 \cdot 10^{-7}$	$1,41 \cdot 10^{-14}$
18	-0,39	1,1	2,5	0	0	0	$3,0 \cdot 10^{-7}$	$1,41 \cdot 10^{-14}$
19	-0,39	1,1	2,5	0	0	0	$3,0 \cdot 10^{-7}$	$1,41 \cdot 10^{-14}$
20	-0,39	1,1	2,5	0	0	0	$3,0 \cdot 10^{-7}$	$1,41 \cdot 10^{-14}$
21	-0,5	1,21	2,5	0	0	0	$3,0 \cdot 10^{-7}$	$1,41 \cdot 10^{-14}$
22	-0,5	1,21	2,5	0	0	0	$3,0 \cdot 10^{-7}$	$1,41 \cdot 10^{-14}$
23	-0,5	1,21	2,5	0	0	0	$3,0 \cdot 10^{-7}$	$1,41 \cdot 10^{-14}$
24	-0,5	1,21	2,5	0	0	0	$3,0 \cdot 10^{-7}$	$1,41 \cdot 10^{-14}$
25	-0,5	1,21	2,5	0	0	0	$3,0 \cdot 10^{-7}$	$1,41 \cdot 10^{-14}$

Траектория движения дискретной фазы (частиц) описывается путем интегрирования балансовых сил на частицу в Лагранжевой системе координат. Этот баланс сил приравнивает силы инерции частиц с силами, действующими на частицы, и может быть записан (в декартовой системе координат) следующим образом:

$$\frac{du_p}{dt} = F_D(u - u_p) + \frac{g_x(\rho_p - \rho)}{\rho_p} + F_x \quad (4.8)$$

где F_x - дополнительное ускорение (сила/единица массы частицы);

$F_D(u - u_p)$ - сила сопротивления на единицу массы частицы:

$$F_D = \frac{18\mu}{\rho_p d_p^2} \frac{C_D Re}{24} \quad (4.9)$$

где u - скорость жидкой фазы, м/с;

u_p - скорость частицы, м/с;

μ - молекулярная вязкость жидкости, кг/(м*с);

ρ - плотность жидкости, кг/м³;

ρ_p - плотность частицы кг/м³;

d_p - диаметр частицы, м;

Re - число Рейнольдса, которое может быть представлено в виде:

$$Re \equiv \frac{\rho d_p |u_p - u|}{\mu} \quad (4.10)$$

Уравнение (4.8) также может включать в себя различные дополнительные силы (F_x). В данной модели в качестве дополнительных сил выступают: модель подъемной силы Саффмена и модель эрозии/аккумуляции.

Модель Саффмена представляется собой модель, описывающую подъемную силу, вызванную сдвигом (описана в работе Li и Ahmadi [78]), которая представляет собой обобщенное выражение, описанное Саффменом [91].

Модель эрозии/аккумуляции позволяет наблюдать взаимодействие частиц с плотными поверхностями (например, стены и тела оператора).

Эрозия может быть определена как:

$$R_{erosion} = \sum_{p=1}^{N_{particles}} \frac{\dot{m}_p C(d_p) f(\alpha) v^{b(v)}}{A_{face}} \quad (4.11)$$

где $C(d_p)$ - функция диаметра частицы;

α - угол столкновения частицы с поверхностью стенки;

$f(\alpha)$ - функцией угла столкновения;

v - относительная скорость частиц;

$b(v)$ – функция относительной скорости частиц;

A_{face} – площадь ячейки стены.

Модель аккумуляции описана в виде:

$$R_{accretion} = \sum_{p=1}^{N_{particles}} \frac{\dot{m}_p}{A_{face}} \quad (4.12)$$

Значения всех необходимых параметров были выбраны по умолчанию (см. [47, 60]).

Для дискретной фазы, были использованы следующие граничные условия:

Reflect – для стен чистого помещения, тела оператора, поверхности, через которую осуществляется приток воздуха в чистое помещение, и поверхности стола, на котором находится источник загрязнения.

Выбор граничных условий типа *Reflect* означает, что частица будет «отскакивать» от поверхности в соответствии со значением импульса (коэффициент восстановления импульса, см. рисунок 4.4)

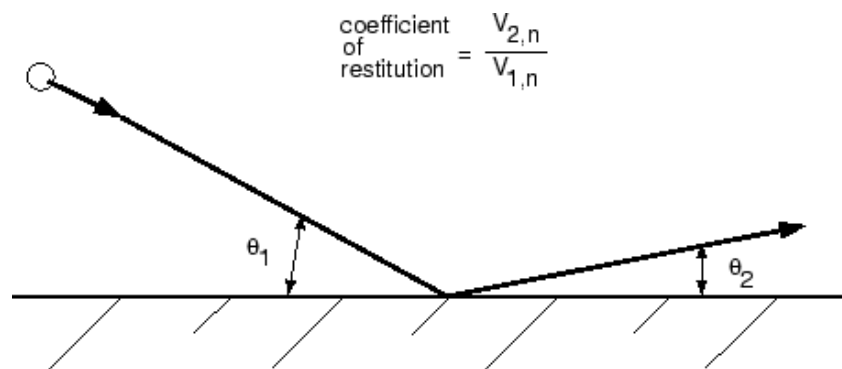


Рисунок 4.4 – Граничные условия Reflect

Коэффициент упругого восстановления определяет величину импульса в направлении нормали к стенке (поверхности) в результате столкновения частицы с этой стенкой [103]:

$$e_n = \frac{v_{2,n}}{v_{1,n}} \quad (4.13)$$

где v_n - скорость частицы к нормали стенки, где индексы 1 и 2 – до и после столкновения, соответственно;

e_n – тангенциальный коэффициент восстановления, который определяет количество импульсов в направлении касательной к стенке (тангенциально), который удерживает частицы.

Значение нормального или тангенциального коэффициента восстановления принимается равным единице, что соответствует упругому столкновению (т.е. частица сохраняет нормальный и тангенциальный импульсы после отскока).

Trap – для поверхности стола, который представляет собой критическую зону чистого помещения.

Выбор граничных условий *Trap* означает, что в случае касания поверхности, частица будет «зафиксирована» в точке касания (Рисунок 4.5). Таким образом, можно легко отследить количество частиц, попавших в критическую зону в течение заданного промежутка времени.

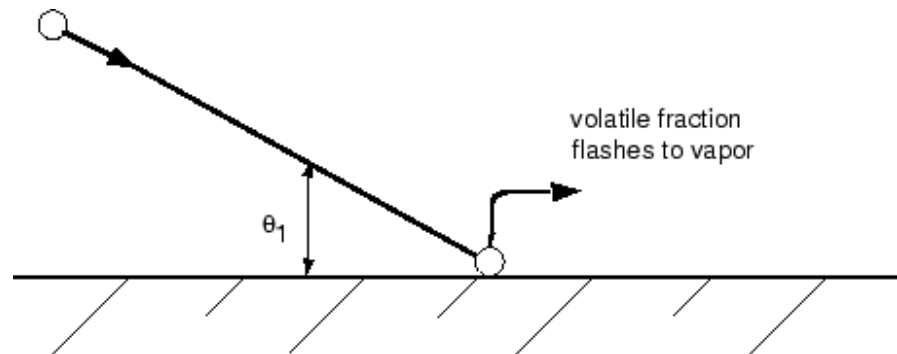


Рисунок 4.5 – Граничные условия Trap

Escape – для поверхности, через которую осуществляется удаление частиц из чистого помещения.

Выбор граничных условий *Escape* означает, что в случае касания поверхности, частица будет «удалена» из дальнейшего расчета (Рисунок 4.6).

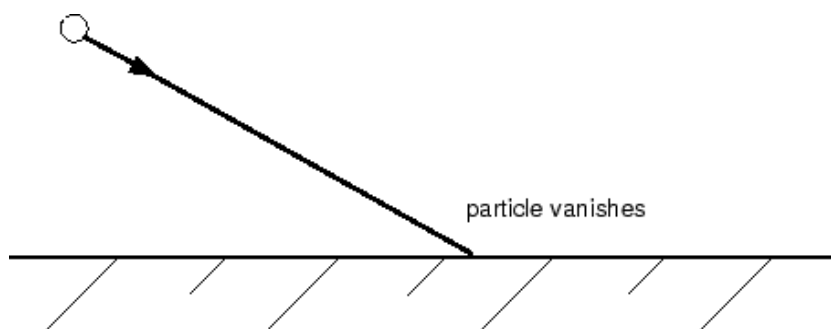


Рисунок 4.6 – Граничные условия Escape

В процессе моделирования было проанализировано девять случаев, отличающихся скоростью приточного воздуха (при скоростях воздушного потока 0,01 м/с; 0,1 м/с; 0,2 м/с; 0,3 м/с; 0,4 м/с; 0,5 м/с; 0,6 м/с; 0,8 м/с; 1,0 м/с).

Для каждого случая в отдельности было определено время стабилизации воздушного потока, время удаления частиц из пространства чистого помещения, а также проведен анализ возможности переноса частиц из одной зоны помещения в другую, вызванной движением оператора.

4.6 Порядок расчета

Весь процесс моделирования может быть условно разделен на три этапа:

- Анализ скоростей и направления потоков воздуха при неподвижном операторе;
- Исследование влияния скорости потока приточного воздуха на перенос аэрозольных загрязняющих веществ в пространстве чистого помещения за счет возмущений, возникающих вокруг движущегося оператора. Область скоростей воздушного потока: 0,01 м/с; 0,1 м/с; 0,2 м/с; 0,3 м/с; 0,4 м/с; 0,5 м/с; 0,6 м/с; 0,7 м/с; 0,8 м/с; 0,9 м/с; 1,0 м/с.
- Исследование влияния скорости воздушного потока на входе в чистое помещение на время восстановления (стабилизации) этого потока после возмущения, вызванного движущимся объектом (оператором) вдоль одной из осей помещения.

4.7 Результаты численного моделирования

Анализ скоростей и направлений потоков воздуха при неподвижном операторе

В результате расчета при неподвижном операторе можно сделать вывод, что при отсутствии движения внутри чистого помещения воздух обтекает оператора без существенных возмущений (рисунок 4.7). Таким образом, в подобном состоянии даже одна из самых низких скоростей воздушного потока (0,1 м/с) способна поддерживать стабильный однонаправленный поток воздуха.

Однако, вне зависимости от присутствия оператора, а также скорости приточного воздуха в некоторых зонах чистого помещения могут образовываться рециркуляционные зоны, в которых может накапливаться значительное количество частиц. Примером может служить зона, включающая в себя пространство непосредственно под рабочим столом (рисунок 4.8). Избежать данного эффекта возможно только при правильной планировке помещения (отсутствие пустот под поверхностью стола или другой горизонтальной поверхности).

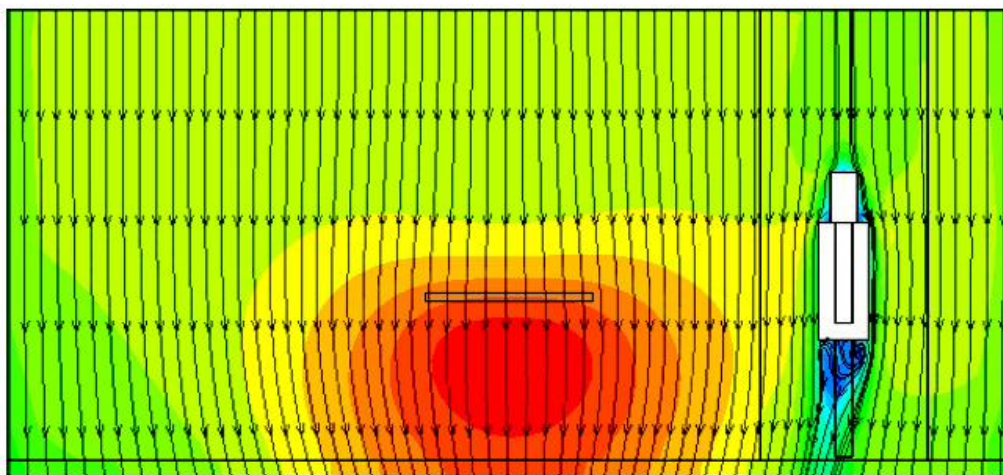


Рисунок 4.7 – Линии тока и поле модуля скорости в разрезе Y-Z, проходящем через неподвижный манекен при скорости воздушного потока на входе в чистое помещение – 0,2 м/с

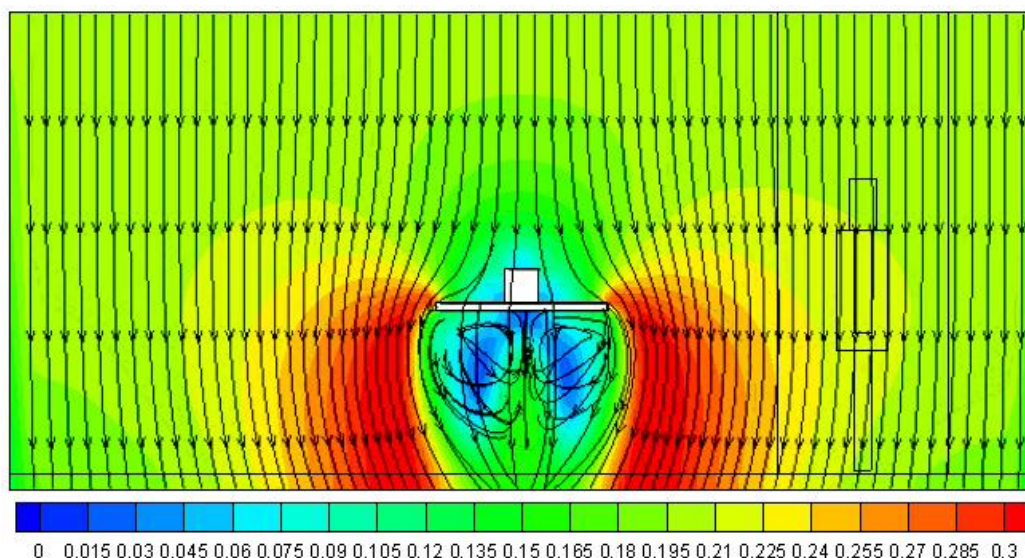


Рисунок 4.8 – Линии тока и поле модуля скорости в разрезе Y-Z, проходящем через источник загрязнения (слева) при скорости воздушного потока на входе в чистое помещение – 0,2 м/с

Исследование влияния скорости потока приточного воздуха на перенос аэрозольных загрязняющих веществ в пространстве чистого помещения за счет возмущений, возникающих вокруг движущегося оператора

В результате проведенного численного моделирования были установлены зависимости между скоростью приточного воздуха и эффективностью удаления частиц из рабочей зоны чистого помещения с учетом движения оператора [41].

На рисунке 4.9а представлен график, отражающий эффективность удаления частиц загрязнителя при различных скоростях воздушного потока в случае, когда введение индикаторных частиц производится каждую секунду с момента начала движения оператора до момента остановки оператора у противоположной стены чистого помещения (0с – 04с моделирования). Таким образом, в пространство чистого помещения было введено 125 индикаторных частиц (Приложение Г).

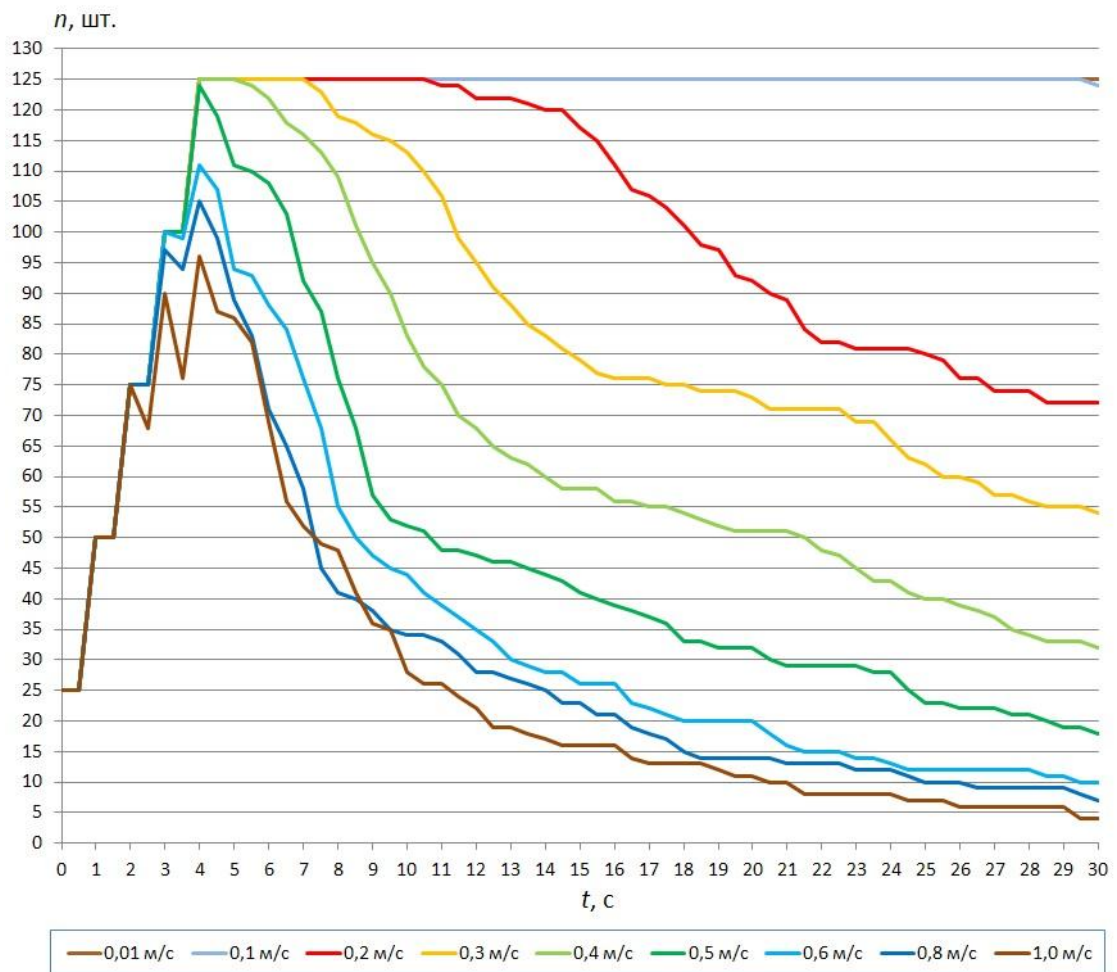


Рисунок 4.9а – Эффективность удаления частиц загрязнителя (при введении 125 индикаторных частиц).

n – количество индикаторных частиц; t – время, прошедшее с начала эксперимента

При анализе рисунка 4.9а становится очевидным, что скорость приточного воздуха напрямую влияет на скорость удаления частиц из чистой зоны. Однако были выявлены некоторые особенности:

- скорости в диапазоне от 0,01 м/с до 0,1 м/с недостаточно для удаления частиц из критической зоны в течение всего времени проведения моделирования (30с);

- в диапазоне скоростей 0,6 м/с – 1,0 эффективность удаления частиц остается практически неизменной, то есть, скорость приточного потока свыше 0,5 – 0,6 м/с является нерациональной.

- наибольшее влияние скорости приточного воздуха на эффективность удаления частиц загрязнителя наблюдается в диапазоне скоростей 0,2-0,5 м/с.

Следует отметить, что в каждый момент введения индикаторных частиц положение оператора в пространстве чистого помещения было различным, т.е. он находился на различном расстоянии от источника частиц.

Таким образом, для более детального анализа влияния скорости приточного воздуха на эффективность удаления частиц загрязнителя, имеет смысл рассмотреть каждое введение частиц в отдельности (Приложение Г).

На рисунках 4.9 (б-е) представлены графики, отражающие эффективность удаления частиц загрязнителя из рабочей зоны при различной скорости приточного воздуха в случае единичного введения индикаторных частиц (по 25 частиц) в каждый момент времени в отдельности:

- непосредственно в момент начала движения оператора (рисунок 4.9б);
- через одну секунду с момента начала движения оператора (рисунок 4.9в);
- через две секунды с момента начала движения оператора (рисунок 4.9г);
- через три секунды с момента начала движения оператора (рисунок 4.9д);
- через четыре секунды с момента начала движения оператора (рисунок 4.9е).

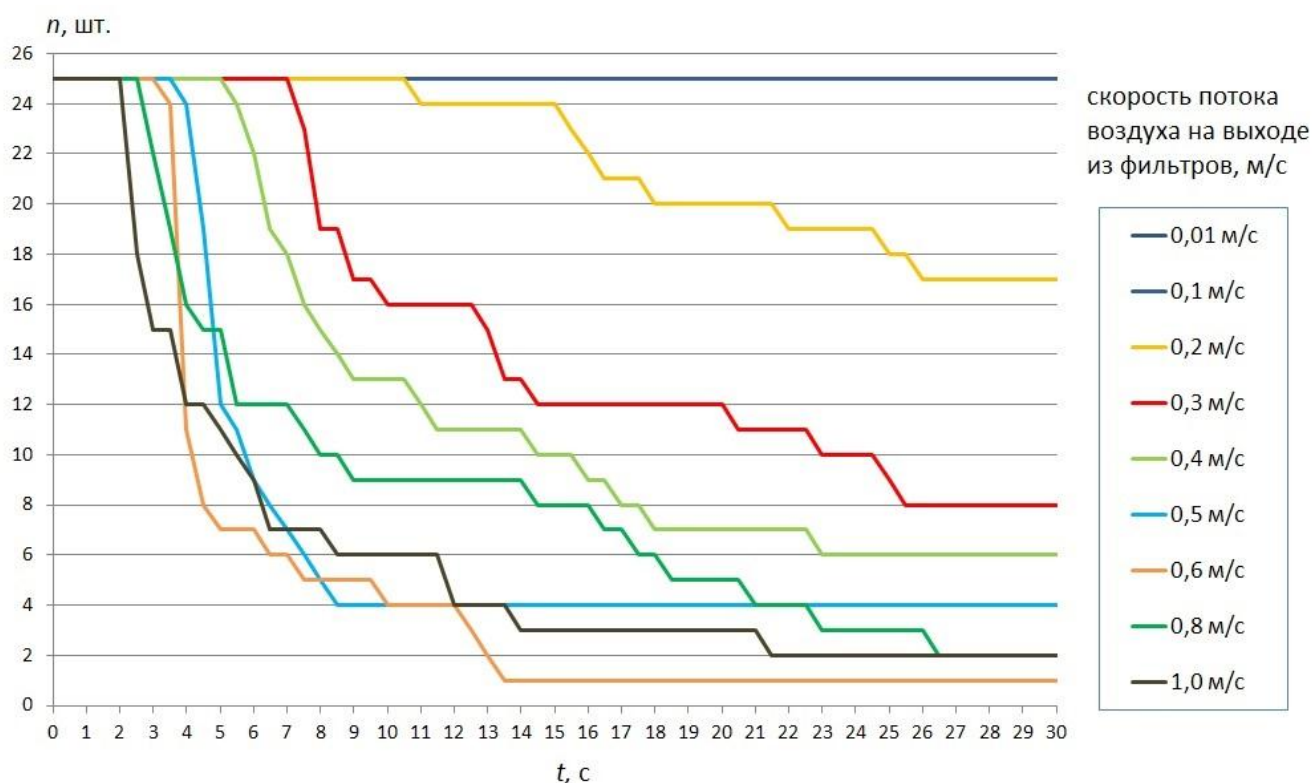


Рисунок 4.9б – Эффективность удаления частиц загрязнителя, введенных в момент начала движения оператора (0 с)

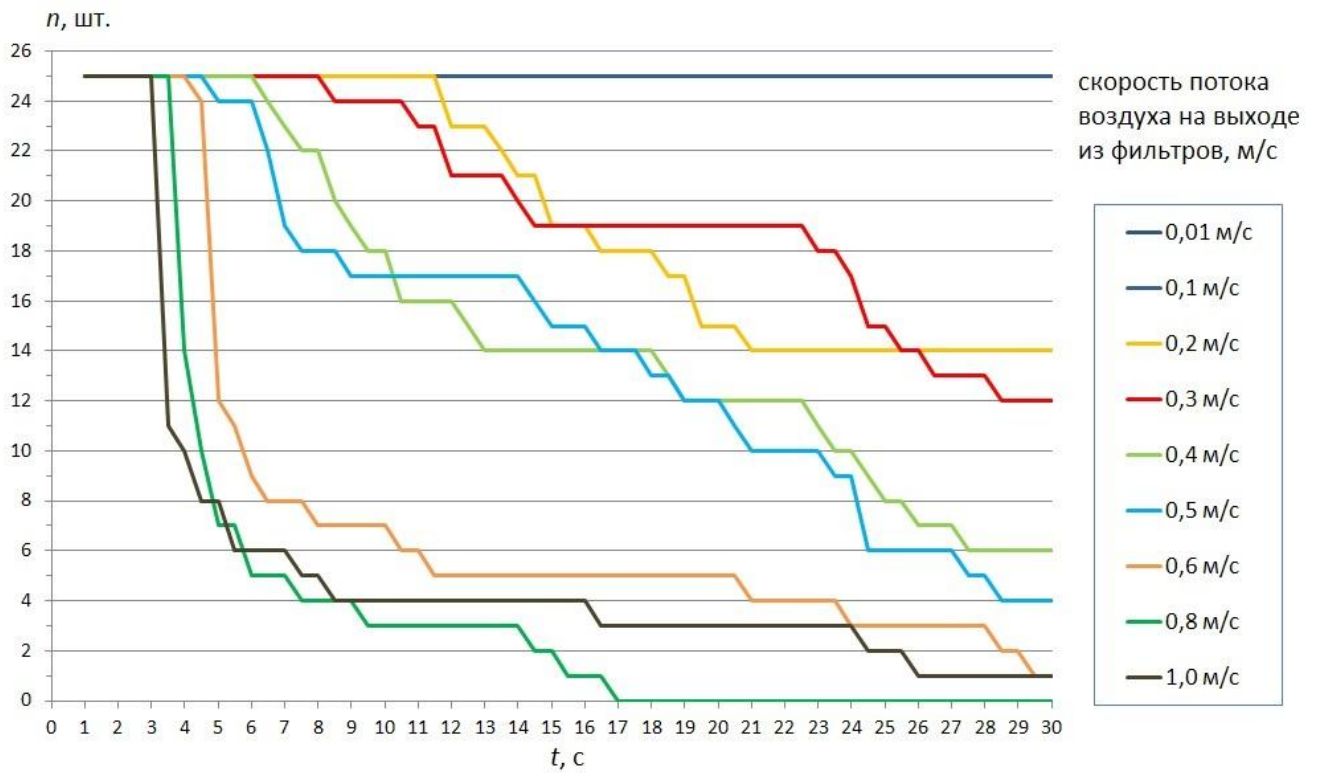


Рисунок 4.9в – Эффективность удаления частиц загрязнителя, введенных через 1 секунду после начала движения оператора (1 с)

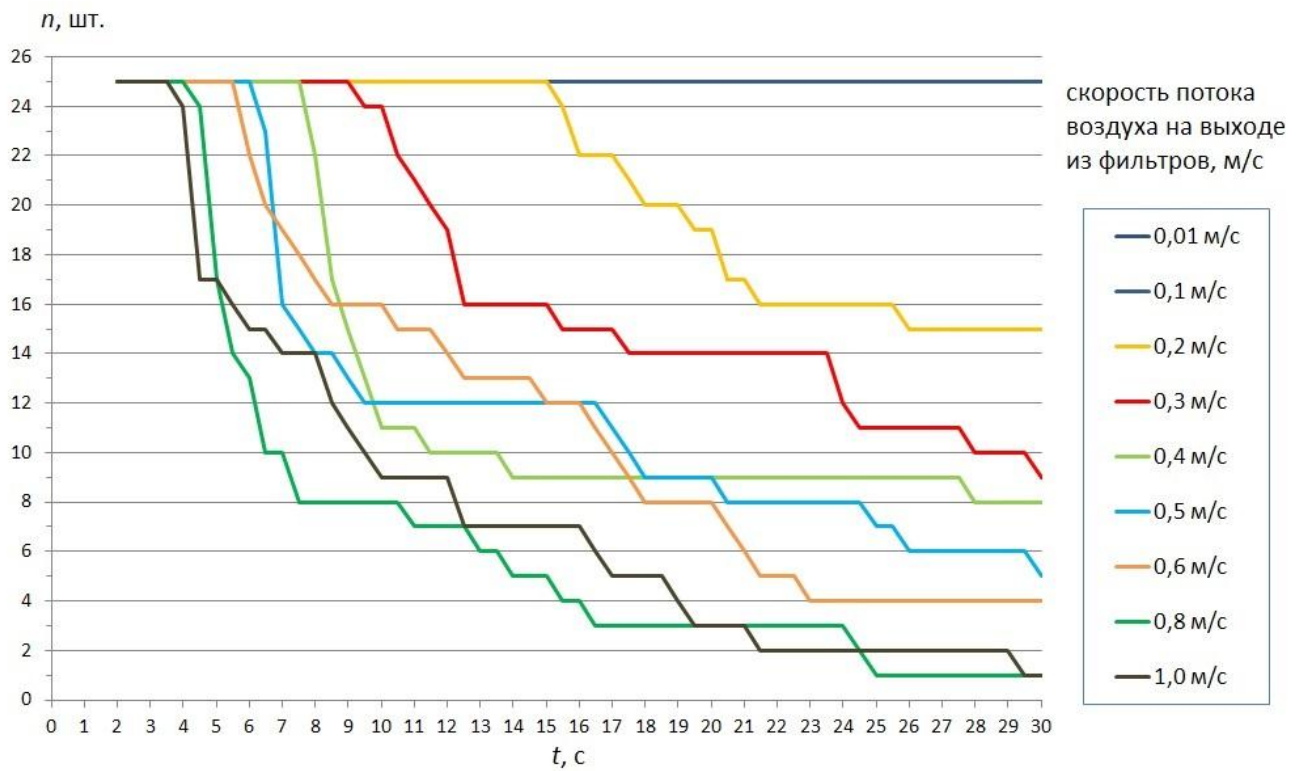


Рисунок 4.9г – Эффективность удаления частиц загрязнителя, введенных через 2 секунды после начала движения оператора (2 с)

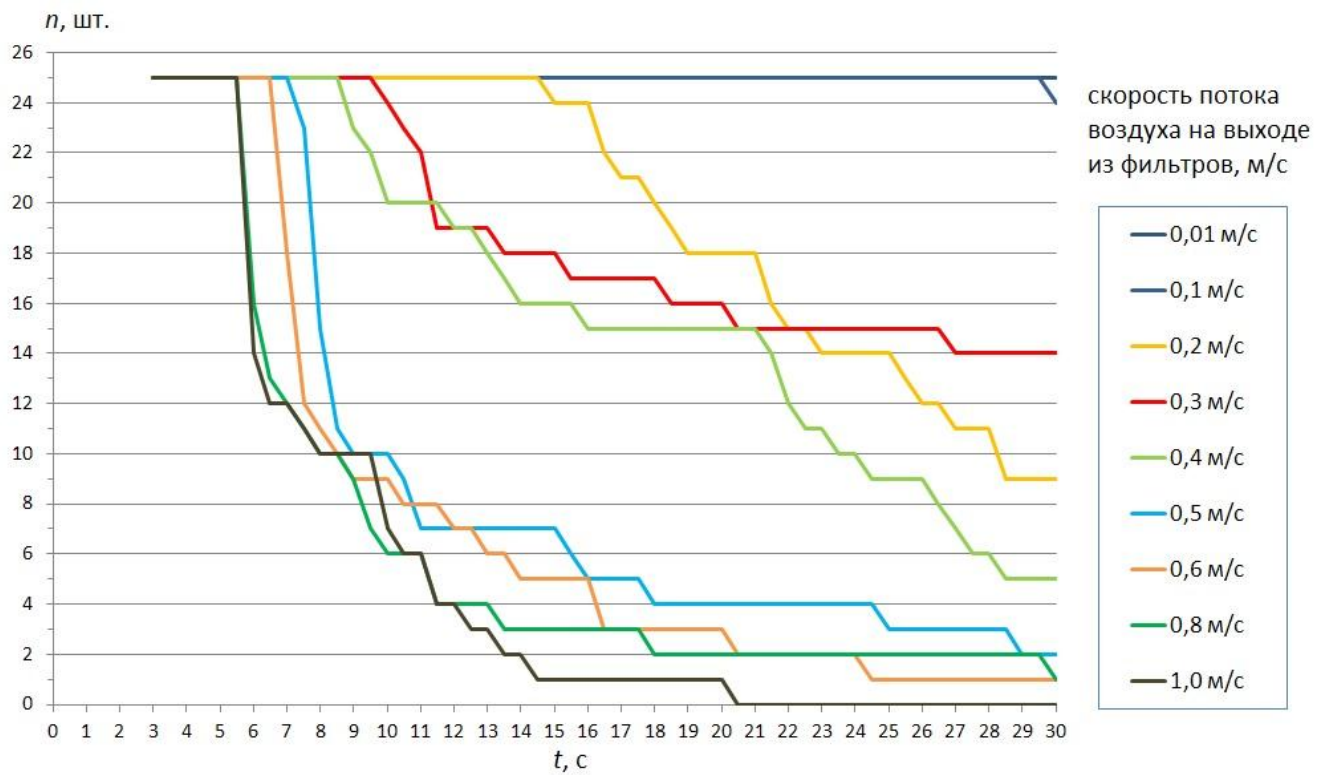


Рисунок 4.9д – Эффективность удаления частиц загрязнителя, введенных через 3 секунды после начала движения оператора (3 с)

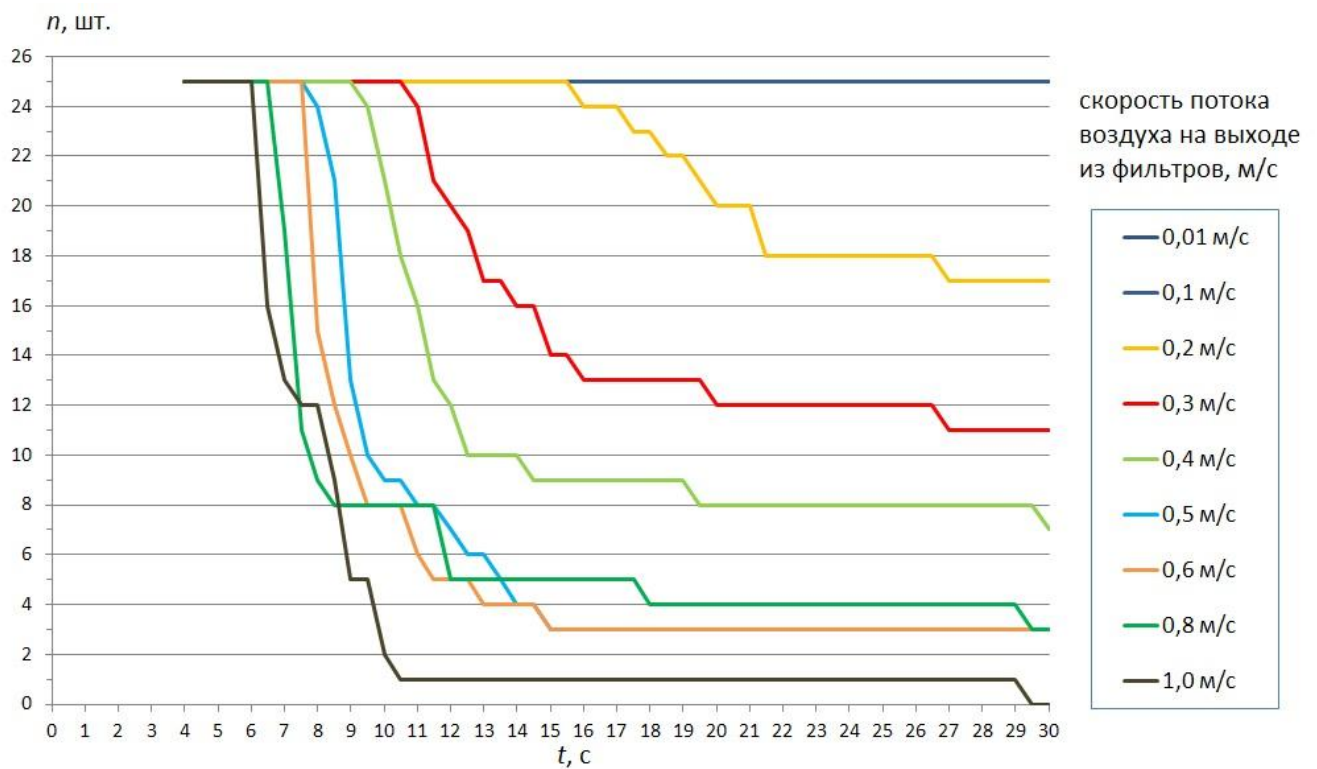


График 4.9е – Эффективность удаления частиц загрязнителя, введенных в момент остановки оператора (4 с)

В результате анализа каждого графика в отдельности подтверждаются зависимости, обозначенные при анализе рисунка 4.9а, однако, при этом были выявлены и некоторые особенности:

- в момент начала движения оператора (рисунок 4.9б), т.е. когда поддерживается стабильный однонаправленный поток воздуха в непосредственной близости от источника загрязнений, подтверждается прямая зависимость между эффективностью удаления частиц загрязнителя и скоростью этого потока;

- в момент времени, когда оператор пересекает зону генерации частиц загрязнителя (рисунок 4.9в-д), частицы «падают» в циркуляционные зоны, которые неизбежно окружают движущегося оператора. В результате, может сложиться ситуация, когда воздушный поток с меньшей скоростью эффективнее удаляет частицы загрязнителя из рабочей зоны, чем поток с большей скоростью воздуха. Например: на графике, представленном на рисунке 4.9г, поток воздуха со скоростью равной 0,2 м/с быстрее удаляет частицы из пространства помещения, чем поток со скоростью 0,3 м/с. Таким образом, можно утверждать, что эффективность удаления частиц зависит также от положения источника загрязнения;

В таком случае наибольшее влияние на эффективность удаления частиц оказывает не скорость приточного воздуха, а направление потока воздуха, в котором находится индикаторная частица;

- в момент времени, когда оператор достигает противоположной стены помещения (рисунок 4.9е), т.е. когда направление потока воздуха в непосредственной близости от источника частиц начинает стабилизироваться, наблюдается прямая зависимость между эффективностью удаления частиц загрязнителя и скоростью приточного воздуха, аналогично случаю, представленному на рисунке 4.9а.

Таким образом, в результате комплексного анализа графиков, представленных на рисунках 4.9(а-е), можно сделать вывод, согласно которому, эффективность удаления частиц напрямую зависит от скорости приточного воздуха, однако в случае, когда в помещении присутствует движущийся оператор, такая зависимость может быть нарушена. Таким образом, основная задача при выборе рацио-

нальной скорости приточного воздуха сводится к выбору такой скорости, которая позволила бы максимально быстро восстановить однонаправленный воздушный поток, который был нарушен движением оператора.

Исследование влияния скорости воздушного потока на входе в чистое помещение на время восстановления (стабилизации) этого потока после возмущения, вызванного движущимся объектом (оператором) вдоль одной из осей помещения

С целью определения времени стабилизации воздушного потока были выбраны две индикаторные плоскости (рисунок 4.10).

а) Плоскость, пересекающая пространство чистого помещения вдоль оси Z и делящая таким образом чистое помещение на два равных объема.

б) Плоскость, пересекающая пространство чистого помещения вдоль оси X, также делящая таким образом чистое помещение на два равных объема.

В качестве времени стабилизации воздушного потока принимается время, прошедшее с момента начала движения манекена до момента времени, в который направление движения воздушных струй в индикаторных плоскостях вернется к первоначальному (однонаправленному) виду.

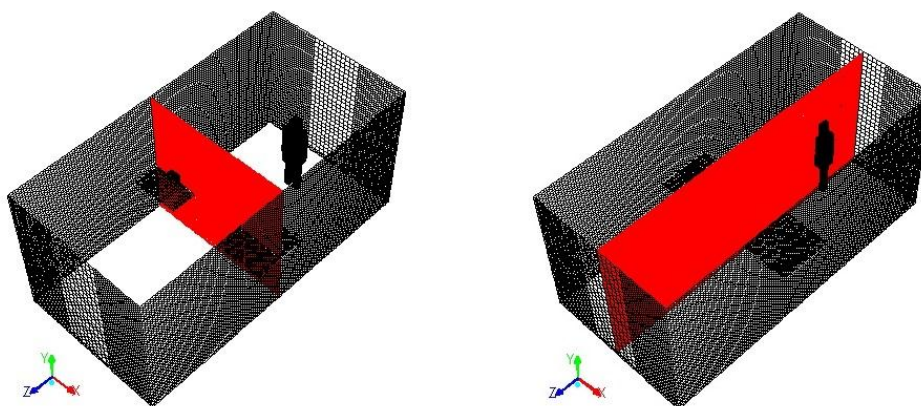


Рисунок 4.10 – Индикаторные плоскости определения времени стабилизации воздушного потока

Траектория потока воздуха в индикаторной плоскости А в момент начала движения оператора представлена на рисунке 4.11а. В момент пересечения оператором центра помещения – на рисунке 4.11б.

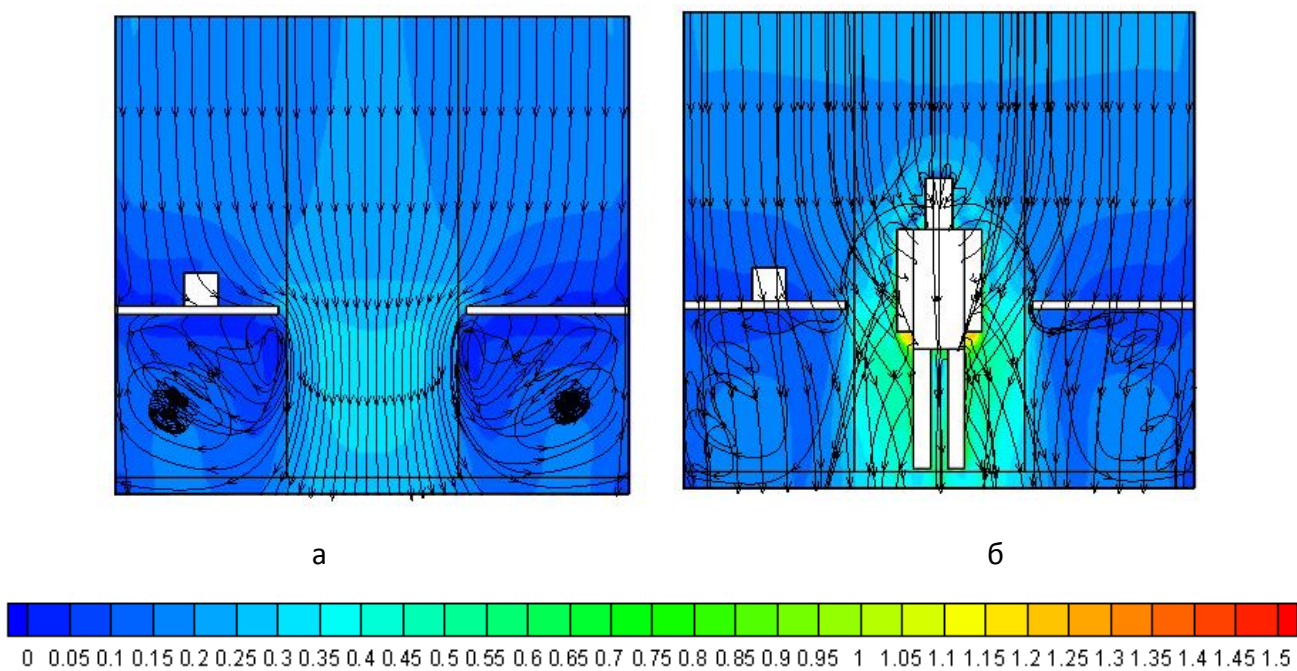
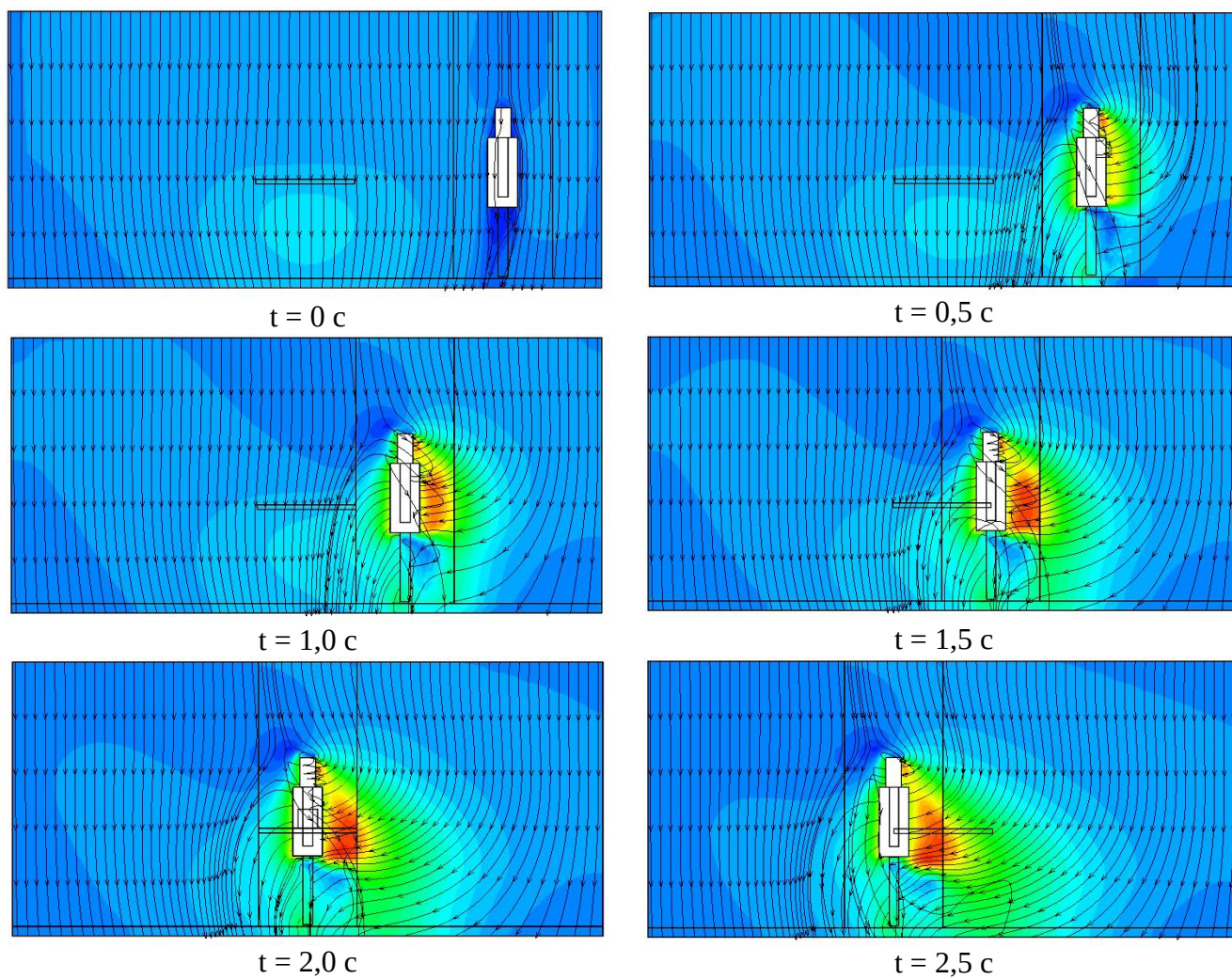
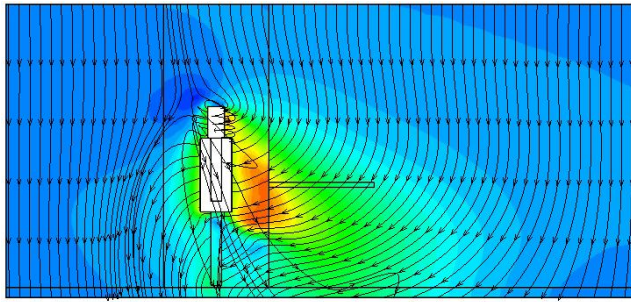
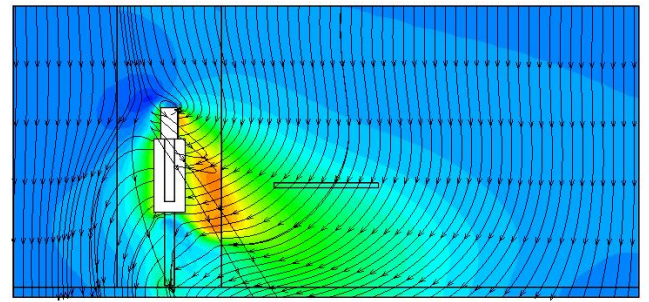
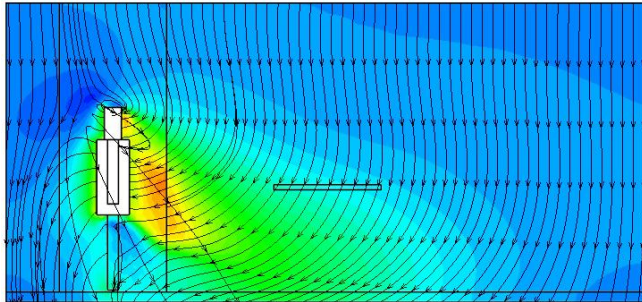
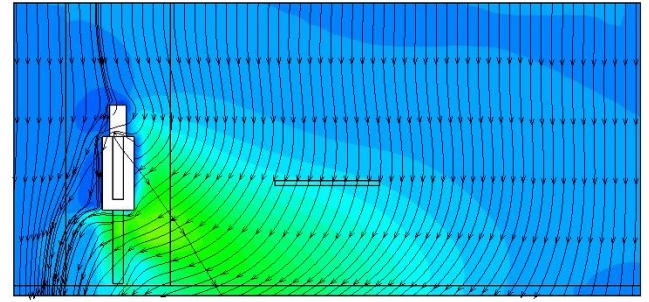
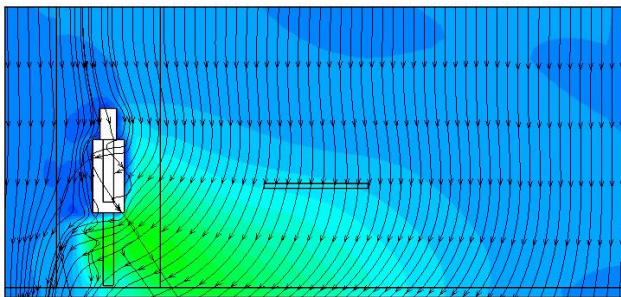
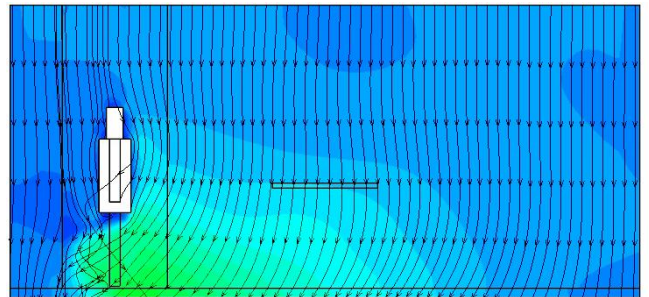
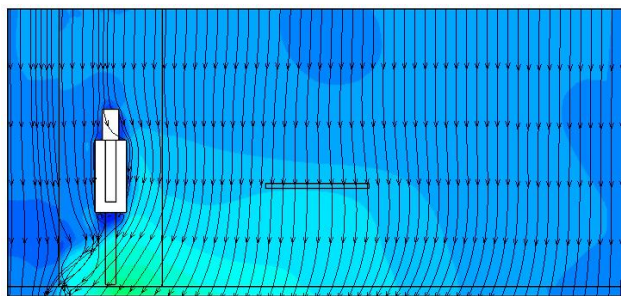
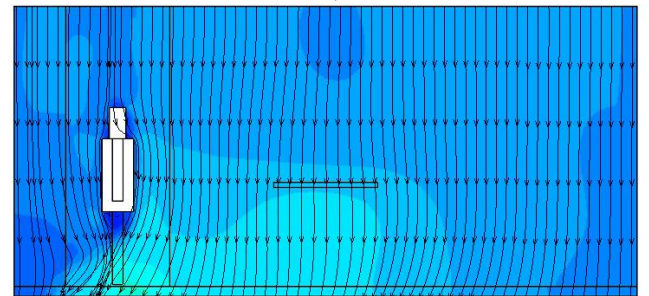
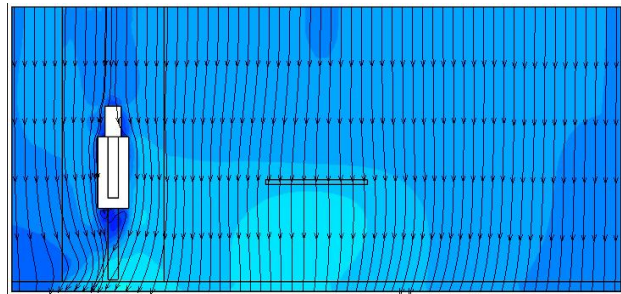
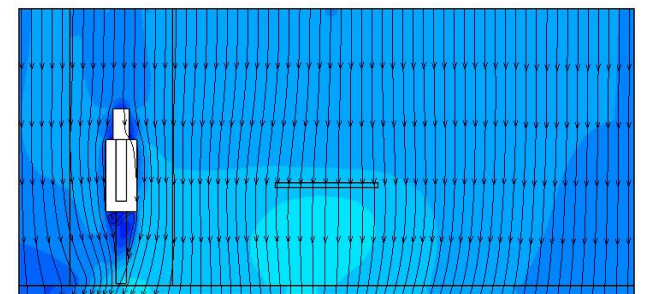


Рисунок 4.11 – Линии тока и поле модуля скорости в индикаторной плоскости А во время движения оператора в заданный момент времени (скорость потока воздуха 0,2 м/с)



 $t = 3,0 \text{ c}$  $t = 3,5 \text{ c}$  $t = 4,0 \text{ c}$  $t = 4,5 \text{ c}$  $t = 5,0 \text{ c}$  $t = 6,0 \text{ c}$  $t = 7,0 \text{ c}$  $t = 8,0 \text{ c}$  $t = 9,0 \text{ c}$  $t = 10,0 \text{ c}$

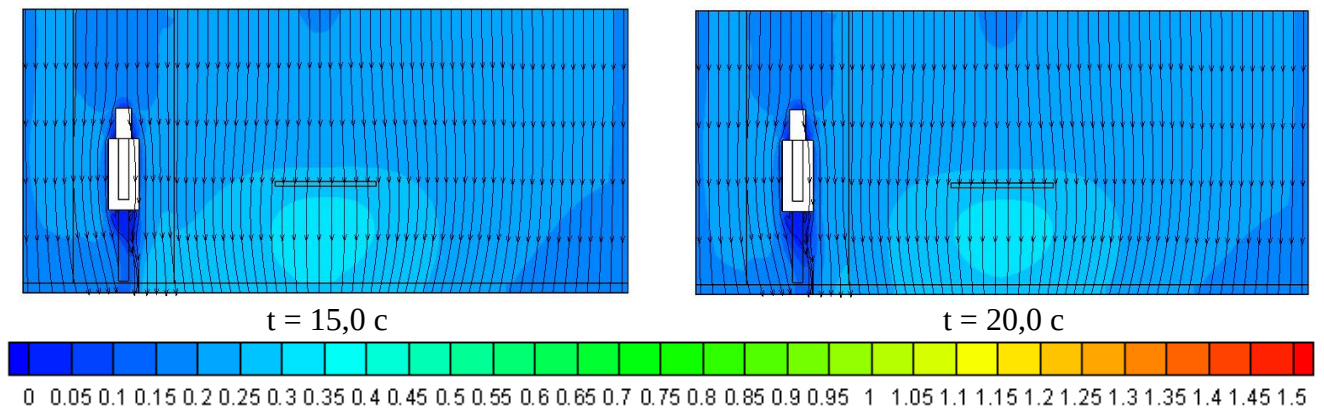


Рисунок 4.12 – Линии тока и поле модуля скорости в индикаторной плоскости **В** во время движения оператора в момент времени 0 - 20 с (скорость потока воздуха 0,2 м/с).

Результаты, полученные при измерении времени стабилизации воздушного потока, представлены в таблице 4.5.

В результате, может быть построен график, отражающий зависимость времени стабилизации воздушного потока t от скорости воздуха на входе в чистое помещение v (Рисунок 4.13).

Таблица 4.5 – Время стабилизации воздушного потока в зависимости от скорости приточного воздуха

Скорость воздуха, м/с	Время стабилизации воздушного потока, с	
	Индикаторная поверхность А	Индикаторная поверхность В
0,01	*	*
0,1	12,0	26,5
0,2	7,5	16,0
0,3	5,0	14,0
0,4	4,0	12,0
0,5	4,0	11,0
0,6	3,5	10,0
0,8	3,0	8,5
1,0	3,0	8,0

* - время стабилизации находится вне диапазона времени проведения эксперимента /моделирования (0-30 с)

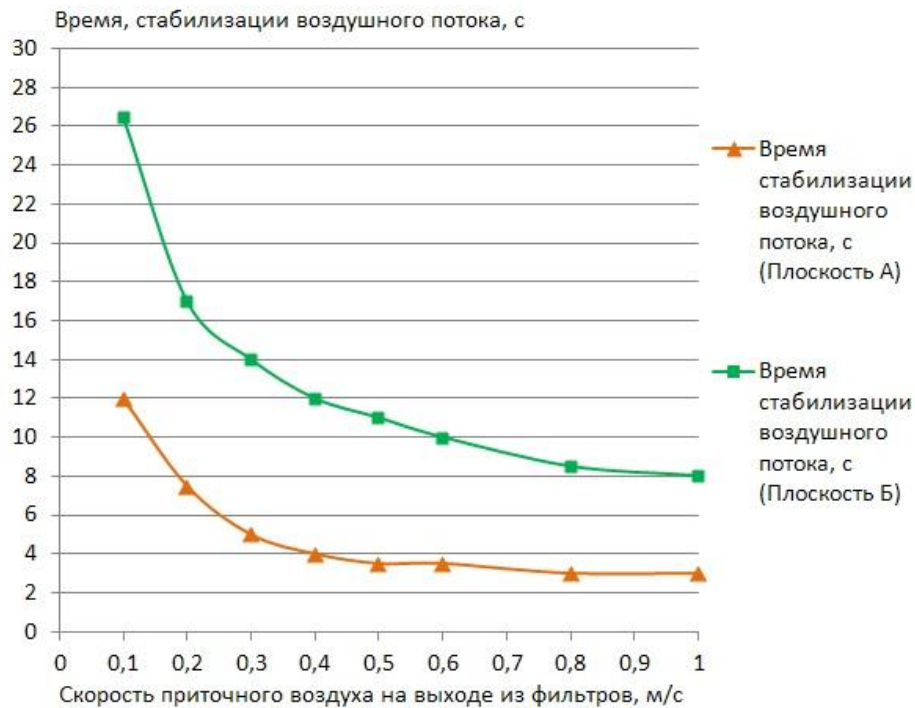


Рисунок 4.13 – Зависимость времени стабилизации воздушного потока t от скорости воздуха на входе в чистое помещение v

По результатам анализа рисунков 4.11(а-б), 4.12(а-т) и 4.13, а также данных таблицы 4.5 можно сделать следующие выводы:

- движение оператора вызывает существенные нарушения воздушного потока в чистом помещении, следовательно, оно оказывает активное влияние на скорость удаления частиц загрязнителя из чистой зоны;
- скорость приточного воздуха оказывает прямое влияние на время стабилизации (восстановления) воздушного потока после его нарушения, вызванного движением оператора;
- при скорости воздушного потока 0,5 м/с и выше разница во времени стабилизации воздушного потока незначительна (рисунок 4.13);
- в процессе движения оператора в чистом помещении формируются различные завихрения, которые на практике могут служить «транспортными тоннелями» для загрязнителей, присутствующих в воздухе чистого помещения. Тем самым, чем дольше время стабилизации потока воздуха, тем выше вероятность распространения загрязнителя по значительной площади чистого помещения;

- эти завихрения (нарушения потока) могут быть условно разделены на два типа:

1-ый: небольшие (по площади) завихрения вокруг тела оператора с высоким уровнем турбулентности.

2-ой: значительные (по площади) завихрения с низким уровнем турбулентности, образующиеся до и после оператора, во время его движения. При этом завихрения первого типа (в непосредственной близости от оператора) затухают достаточно быстро после остановки оператора, в то время как завихрения второго типа сохраняются значительно дольше (в 2-3 раза);

- разница во времени стабилизации воздушного потока имеет тенденцию уменьшаться с возрастанием скорости приточного воздуха. Так например: разница во времени стабилизации воздушного потока в случаях, когда скорость приточного воздуха меняется от 0,1 м/с до 0,2 м/с значительно больше, чем разница во времени стабилизации воздушного потока для скоростей приточного воздуха 0,3 м/с и 0,4 м/с (примерно 4,5 с и 1 с для индикаторной плоскости А, и 10,5 с и 2 с для индикаторной плоскости В, соответственно).

4.8 Основные выводы

По итогам проведенного моделирования могут быть сделаны следующие выводы.

1. Подтверждена прямая зависимость между скоростью приточного воздуха и эффективностью удаления частиц загрязнителя.
2. Движение оператора оказывает существенное влияние на воздушный поток в чистом помещении.
3. Нестационарный аэродинамический след, образующийся в результате движения оператора, может служить «транспортным тоннелем» для переноса частиц загрязнителя.
4. Значительное влияние на удаление частиц загрязнителя оказывает геометрия самого помещения, в данном случае – стола. Так как в пространстве между нижней поверхностью стола и полом помещения, вне зависимости от ско-

рости приточного воздуха возникают зоны турбулентных возмущений (рециркуляционные зоны), то в них может накапливаться и сохраняться в течение долгого времени значительное количество частиц загрязнителя. Это представляет серьезную опасность для продукции, производимой в условиях промышленной чистоты.

5. В диапазоне скоростей приточного воздуха 0,6-1,0 м/с эффективность удаления частиц остается практически неизменной.

6. Скорость стабилизации воздушного потока напрямую зависит от скорости приточного воздуха, однако наибольшее влияние скорости на стабилизацию воздушного потока находится в диапазоне 0,1-0,5 м/с.

7. Согласно выполненным моделирующим исследованиям, скорости приточного воздуха 0,3 м/с оказывается достаточно для быстрого удаления частиц (поддержания требуемого класса чистоты). Таким образом, существует возможность экономии операционных затрат не только для вновь проектируемых чистых помещений, но и для существующих (за счет обоснованного снижения скорости приточного воздуха).

Глава 5. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ СКОРОСТИ ПРИТОЧНОГО ВОЗДУХА НА ВРЕМЯ СТАБИЛИЗАЦИИ ВОЗДУШНОГО ПОТОКА

С целью подтверждения адекватности данных, полученных в результате математического моделирования, была проведена серия реальных экспериментов в пространстве полностью функционирующего чистого помещения.

5.1 Описание устройства экспериментального чистого помещения

Схема и основные элементы экспериментального чистого помещения представлены на рисунке 5.1.

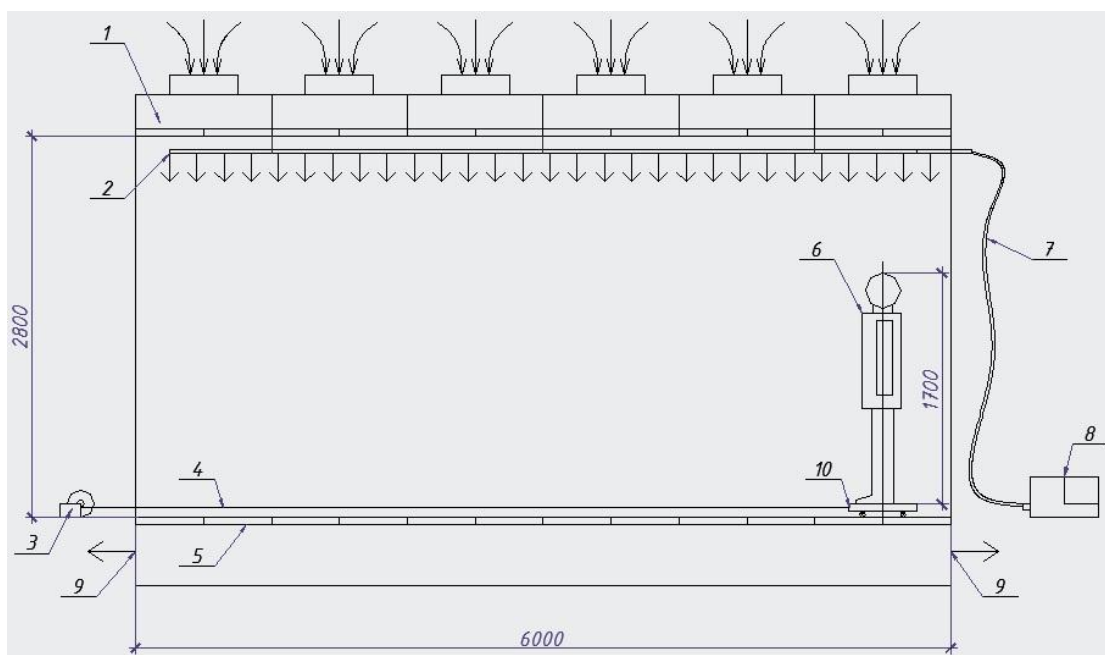


Рисунок 5.1 – Схема экспериментальной модели чистого помещения

1 – фильтровентиляционный модуль (ФВМ); 2 – труба из поливинилхлорида; 3 – механизм, создающий тяговое усилие; 4 – нейлоновая нить; 5 – перфорированная панель; 6 – манекен; 7 – гибкая трубка; 8 – генератор тумана; 9 – решетки, через которые осуществляется удаление воздуха из чистого помещения; 10 – подвижная платформа.

Ширина помещения составляет 3 м, длина – 6 м, высота от уровня фальшпола до потолка – 2,8 м. Данные размеры аналогичны размерам модели, исследованной при численном моделировании.

Экспериментальное чистое помещение, как и в случае с численным моделированием, построено по одной из наиболее распространенных схем воздухо-распределения для помещений с высоким классом чистоты (Рисунок 1.7), в которой подача воздуха в пространство помещения осуществляется через фильтровентиляционные модули 1, покрывающие 100% потолка чистого помещения (Рисунок 5.2, 5.3).



Рисунок 5.2 – Фильтровентиляционный модуль (ФВМ)



Рисунок 5.3 – Потолок чистого помещения, с установленными высокоэффективными воздушными фильтрами

Удаление загрязнителей основано на так называемом принципе «воздушного поршня», когда аэрозольные загрязнители, присутствующие в пространстве чистого помещения, вытесняются в направлении пола помещения однонаправленным потоком воздуха, создаваемым ФВМ. После чего, с потоком воздуха, за-

грязнители удаляются из пространства чистого помещения через перфорированные панели 5, формирующие фальшпол чистого помещения (Рисунок 5.4).

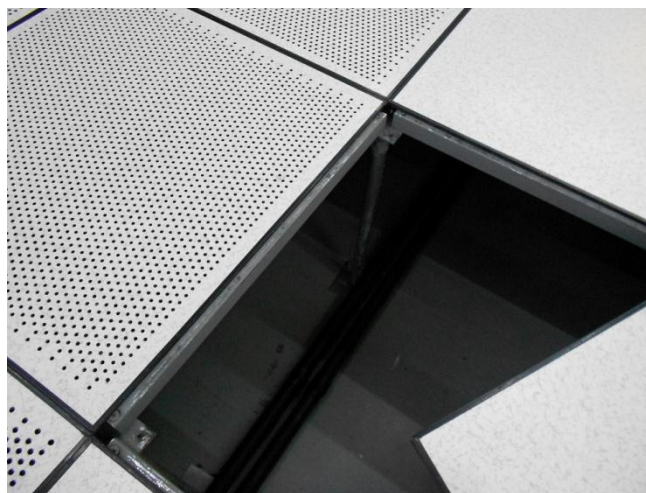


Рисунок 5.4 – Перфорированная панель фальшпола

В роли движущегося оператора выступает полноразмерный манекен 6, одетый в комбинезон для работы в чистых помещениях.

Манекен установлен на подвижную платформу 10. К платформе подсоединена нейлоновая нить 4 толщиной 0,5 мм. С противоположной стороны нить соединена с барабаном механизма 3, который обеспечивает тяговое усилие в результате которого, манекен движется в горизонтальном направлении.

Механизм состоит из электродвигателя с регулятором оборотов, редуктора, барабана и рамы. Работа механизма настроена таким образом, чтобы обеспечивать движение платформы с манекеном с постоянной скоростью, равной 1 м/с, что соответствует средней скорости идущего человека, а также скорости движения оператора при численном моделировании.

Как и в большинстве исследований воздушных потоков в помещении для визуализации потоков воздуха был использован аэрозоль.

В роли источника аэрозоля выступал генератором тумана 8

Подача аэрозоля в пространство чистого помещения осуществлялась через отверстия диаметром 5 мм, которые были заранее просверлены (с шагом 100 мм) в ПВХ трубе диаметром 20 мм. Труба была закреплена на расстоянии 10 см от поверхности.

Труба 2 проложена на уровне стыка потолочных панелей, таким образом, чтобы не препятствовать движению потока воздуха, поступающего в чистое помещение.

С одной стороны данная труба заглушена, с другой стороны к ней подсоединена гибкая трубка 7, второй конец которой соединен с генератором тумана 8.

Таким образом, при включении генератора тумана, через отверстия в ПВХ трубе начинает поступать жидко-капельный аэрозоль высокой концентрации, что позволяет визуально наблюдать распределение воздушных потоков в помещении.

Важно отметить, что подача аэрозоля в трубу осуществляется таким образом, чтобы скорость потока аэрозоля на выходе из трубы была меньше или равна скорости потока приточного воздуха, так как это позволяет избежать отклонений в результатах измерения времени стабилизации воздушного потока.

Для удобства наблюдения при фиксировании результатов эксперимента с помощью фото и видео аппаратуры был использован темный фон и направленное освещение. (Рисунок 5.5).

Как и в случае с численным моделированием было проведена серия экспериментов при скоростях потока приточного воздуха: 0,1 м/с; 0,2 м/с; 0,3 м/с; 0,4 м/с; 0,5 м/с; 0,6 м/с; 0,8 м/с; 1,0 м/с.



Рисунок 5.5 – Процесс фиксирования результатов экспериментального исследования

Установка скорости потока приточного воздуха осуществлялась с помощью частотных преобразователей, которые позволяют регулировать обороты двигателя вентилятора и, как следствие, регулировать скорость воздуха на входе в чистое помещение.

Для установления и проверки скорости потока приточного воздуха был использован ручной крыльчатый анемометр.

Замеры скорости приточного воздуха проводились в нескольких точках чистого помещения на расстоянии 200 мм от поверхности высокоэффективного фильтра (потолка чистого помещения). Данное расстояние выбрано в соответствии с пунктом 4.2.2 в ГОСТ Р ИСО 14644-3-2007 Чистые помещения и связанные с ними контролируемые среды. Часть 3. Методы испытаний. Все измерения производились при установившемся режиме работы системы подачи воздуха в чистое помещение.

Постоянство температуры и давления воздуха в пространстве чистого помещения обеспечивалось системами вентиляции и кондиционирования чистого помещения. Отслеживание значений температуры и давления производилось с помощью датчиков установленных в помещении.

Таким образом, при экспериментальном исследовании были созданы условия аналогичные условиям численного моделирования.

5.2 Обработка экспериментальных данных и исследование адекватности выбранного математического подхода и модели турбулентности

Как и в случае с любым экспериментальным исследованием, при определении времени стабилизации воздушного потока неизбежно присутствует ряд погрешностей. В связи с этим, результат экспериментального измерения скорости v_z будет отличаться от ее действительного значения v_0 на величину, называемую абсолютной погрешностью измерения $\Delta v = v_z - v_0$.

Величина Δv может быть представлена в следующем виде:

$$\Delta v = \Delta v_M + \Delta v_H + \Delta v_H \quad (5.1)$$

где Δv_M – методическая составляющая абсолютной погрешности измерения;

Δv_H – инструментальная составляющая;

Δv_H – погрешность наблюдения;

Методическая составляющая абсолютной погрешности измерения возникает из-за неточности выполнения методики измерений.

Инструментальная составляющая абсолютной погрешности измерения возникает главным образом из-за несовершенства средств измерения скорости потока воздуха (анемометра). В свою очередь высокий уровень точности существующих средств измерения времени (секундомер) сводит погрешность в измерении времени к минимуму.

Погрешность регистрации наблюдения определяется квалификацией и особенностями наблюдателя и возникает в результате неправильного отсчета и снятия показаний. В проведенном исследовании данная составляющая погрешности оказывает наибольшее влияние на точность выполненных измерений, так как визуальная оценка восстановления (стабилизации) воздушного потока подразумевает определенные трудности в точности измерения времени стабилизации.

Единственно возможный способ объективного учета подобной погрешности состоит в определении их статистических закономерностей, проявляющихся в результатах многократных измерений.

В связи с этим для каждой скорости потока приточного воздуха была проведена серия из 10 измерений.

Данные полученные в результате экспериментального исследования приведены в таблице 5.1.

С помощью критерия согласия Пирсона было определено, что полученные данные распределены по нормальному закону.

На основании анализа данных из таблицы 5.1 была выдвинута гипотеза (для генеральной совокупности) о том, что связь между всеми возможными значениями t и v носит степенной характер.

Таблица 5.1 – Экспериментальные данные, отражающие зависимость между временем стабилизации и скоростью потока приточного воздуха

Скорость приточного воздуха, м/с	Время стабилизации воздушного потока, с									
	№ измерения									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
0,1	28,3	25,5	27,1	28,8	25,2	23,1	22,0	24,5	28,1	27,7
0,2	17,1	16,8	18,2	18,4	17,7	16,5	17,8	18,0	17,4	15,1
0,3	14,2	14,4	12,1	15,3	15,5	16,3	14,0	13,8	13,6	14,4
0,4	12,0	12,2	13,1	13,5	12,1	11,0	13,4	12,1	11,2	12,4
0,5	10,6	11,1	12,3	9,8	11,5	12,1	10,8	10,5	11,2	10,5
0,6	10,8	10,0	11,1	10,4	9,8	11,1	10,9	9,7	10,1	9,8
0,8	6,9	7,1	7,2	8,8	8,7	7,9	9,1	8,1	8,2	8,8
1,0	7,0	6,5	7,1	7,4	7,9	8,1	8,3	8,6	7,6	7,1

Степенное уравнение регрессии имеет вид:

$$t = a \cdot v^b \quad (5.2)$$

где v – скорость приточного воздуха, м/с;

t – время стабилизации воздушного потока, с;

a, b – параметры регрессионной модели.

Как известно, степенная регрессия является нелинейной относительно оцениваемых параметров. Однако она может быть приведена к линейному виду логарифмированием и заменой переменных:

$$\ln t = \ln a + b \cdot \ln v + \varepsilon \quad (5.3)$$

$$\ln t = y; \ln v = x; \ln a = A \quad (5.4)$$

$$y = A + b \cdot x + \varepsilon \quad (5.5)$$

где ε – случайная ошибка (отклонение, возмущение).

Основные причины существования случайной ошибки: невключение в регрессионную модель значимых объясняющих переменных; неправильное описа-

ние структуры модели; неправильная функциональная спецификация; ошибки измерения.

Так как отклонения ε_i для каждого конкретного наблюдения i – случайны и их значения в выборке неизвестны, то:

- 1) по наблюдениям x_i и y_i можно получить только оценки параметров α и β
- 2) Оценками параметров α и β регрессионной модели являются соответственно величины a и b , которые носят случайный характер, т.к. соответствуют случайной выборке.

В таком виде (5.5) при оценке параметров a и b был использован метод наименьших квадратов (МНК).

Система нормальных уравнений имеет вид:

$$A \cdot n + b \sum x = \sum y \quad (5.6)$$

$$A \sum x + b \sum x^2 = \sum y \cdot x \quad (5.7)$$

Для полученных экспериментальных данных система уравнений имеет вид (Приложение Д):

$$80 \cdot A + (-74.59) \cdot b = 201.15 \quad (5.8)$$

$$-74.59 \cdot A + 109.73 \cdot b = -209.06 \quad (5.9)$$

В результате решения системы нормальных уравнений были получены эмпирические коэффициенты регрессии: $b = -0,5353$; $A = 2,0153$.

Таким образом, при обратной замене переменных эмпирическое уравнение регрессии может быть записано как:

$$t = e^{2,01526465} v^{-0,5353} = 7,503 v^{-0,535} \quad (5.10)$$

Параметры уравнения регрессии

Выборочные средние:

$$\bar{x} = \frac{\sum x_i}{n} = \frac{-74.59}{80} = -0.93 \quad (5.11)$$

$$\bar{y} = \frac{\sum y_i}{n} = \frac{201.15}{80} = 2.51 \quad (5.12)$$

$$\overline{xy} = \frac{\sum x_i y_i}{n} = \frac{-209.06}{80} = -2.61 \quad (5.13)$$

Выборочные дисперсии:

$$S^2(x) = \frac{\sum x_i^2}{n} - \overline{x}^2 = \frac{109.73}{80} - 0.93^2 = 0.5 \quad (5.14)$$

$$S^2(y) = \frac{\sum y_i^2}{n} - \overline{y}^2 = \frac{517.77}{80} - 2.51^2 = 0.15 \quad (5.15)$$

Среднеквадратическое отклонение:

$$S(x) = \sqrt{S^2(x)} = \sqrt{0.5} = 0.71 \quad (5.16)$$

$$S(y) = \sqrt{S^2(y)} = \sqrt{0.15} = 0.39 \quad (5.17)$$

Данные промежуточных расчетов даны в приложении Г.

Оценка качества построенной модели была проведена по ряду параметров:

Средняя ошибка аппроксимации:

$$\overline{A} = \frac{1}{n} \sum \frac{y_i - y_x}{y_i} \cdot 100\% = \frac{2.05}{80} \cdot 100\% = 2.56\% \quad (5.18)$$

Ошибка аппроксимации в пределах 5-7% свидетельствует о хорошем подборе уравнения регрессии к исходным данным.

Эмпирическое корреляционное отношение:

Эмпирическое корреляционное отношение вычисляется для всех форм связи и служит для измерения тесноты зависимости. Изменяется в пределах [0;1].

Связи между признаками могут быть слабыми и сильными (тесными). Их критерии оцениваются по шкале Чеддока:

$0.1 < \eta < 0.3$: слабая;

$0.3 < \eta < 0.5$: умеренная;

$0.5 < \eta < 0.7$: заметная;

$0.7 < \eta < 0.9$: высокая;

$0.9 < \eta < 1$: весьма высокая;

$$\eta = \sqrt{\frac{\sum (\overline{y} - y_x)^2}{\sum (y_i - \overline{y})^2}} = \sqrt{\frac{11.51}{12.01}} = 0.98 \quad (5.19)$$

где $(\bar{y} - y_x)^2 = 12.01 - 0.5 = 11.51$

Индекс корреляции:

Величина индекса корреляции R находится в границах от 0 до 1. Чем ближе она к единице, тем теснее связь рассматриваемых признаков, тем более надежно уравнение регрессии.

$$R = \sqrt{1 - \frac{\sum (y_i - y_x)^2}{\sum (y_i - \bar{y})^2}} = \sqrt{1 - \frac{0.5}{12.01}} = 0.98 \quad (5.20)$$

Полученная величина свидетельствует о том, что фактор x существенно влияет на y .

Индекс детерминации:

Величину R^2 (равную отношению объясненной уравнением регрессии дисперсии результата к общей дисперсии) для нелинейных связей называют индексом детерминации. Чаще всего, давая интерпретацию индекса детерминации, его выражают в процентах.

$$R^2 = \frac{RSS}{TSS} = 1 - \frac{ESS}{TSS} \quad (5.21)$$

где RSS (Regression Sum Square) – сумма квадратов объяснённой регрессии; ESS (Error Sum Square) – сумма квадратов остатков модели множественной регрессии с n независимыми переменными; TSS (TotalSumSquare) – общая сумма квадратов модели множественной регрессии с n независимыми переменными.

Таким образом, R^2 может быть определено как:

$$R^2 = 1 - \frac{\sum (y_i - y_x)^2}{\sum (y_i - \bar{y})^2} = 1 - \frac{0.5}{12.1} = 0.96 \quad (5.22)$$

т.е. в 96% случаев изменения x приводят к изменению y . Другими словами - точность подбора уравнения регрессии - высокая. Остальные 4 % изменения y объясняются факторами, не учтенными в модели (а также ошибками спецификации).

Значимость коэффициента корреляции

Были выдвинуты следующие гипотезы:

$H_0: r_{xy} = 0$, нет линейной зависимости между переменными;

$H_1: r_{xy} \neq 0$, есть линейная зависимость между переменными.

Для того чтобы при уровне значимости α проверить нулевую гипотезу о равенстве нулю генерального коэффициента корреляции нормальной двумерной случайной величины при конкурирующей гипотезе $H_1 \neq 0$, следует вычислить наблюдаемое значение критерия $t_{набл}$:

$$t_{набл} = r_{xy} \frac{\sqrt{n-2}}{\sqrt{1-r_{xy}^2}} = 0.98 \frac{\sqrt{78}}{\sqrt{1-0.98^2}} = 59.79 \quad (5.23)$$

Далее по таблице критических точек распределения Стьюдента, по заданному уровню значимости $\alpha=0.05$ и числу степеней свободы $k=n-2$ может быть определена критическая точка $t_{крит}$ двусторонней критической области.

$$t_{крит} = (n-m-1; \alpha/2) = (78; 0,025) = 1.99 \quad (5.24)$$

Где m – количество объясняющих переменных.

Поскольку $t_{набл} > t_{крит}$, то гипотеза $H_0 = 0$ отвергается. Иначе говоря, коэффициент корреляции статически значим.

Так как в парной линейной регрессии $t^2r = t^2b$ следовательно, проверка гипотез о значимости коэффициентов регрессии и корреляции равносильна проверке гипотезы о существенности линейного уравнения регрессии.

С целью подтверждения адекватности выбора математических подходов и моделей турбулентности был проведен сравнительный анализ результатов, полученных при численном моделировании и экспериментальном исследовании (Рисунок 5.6).

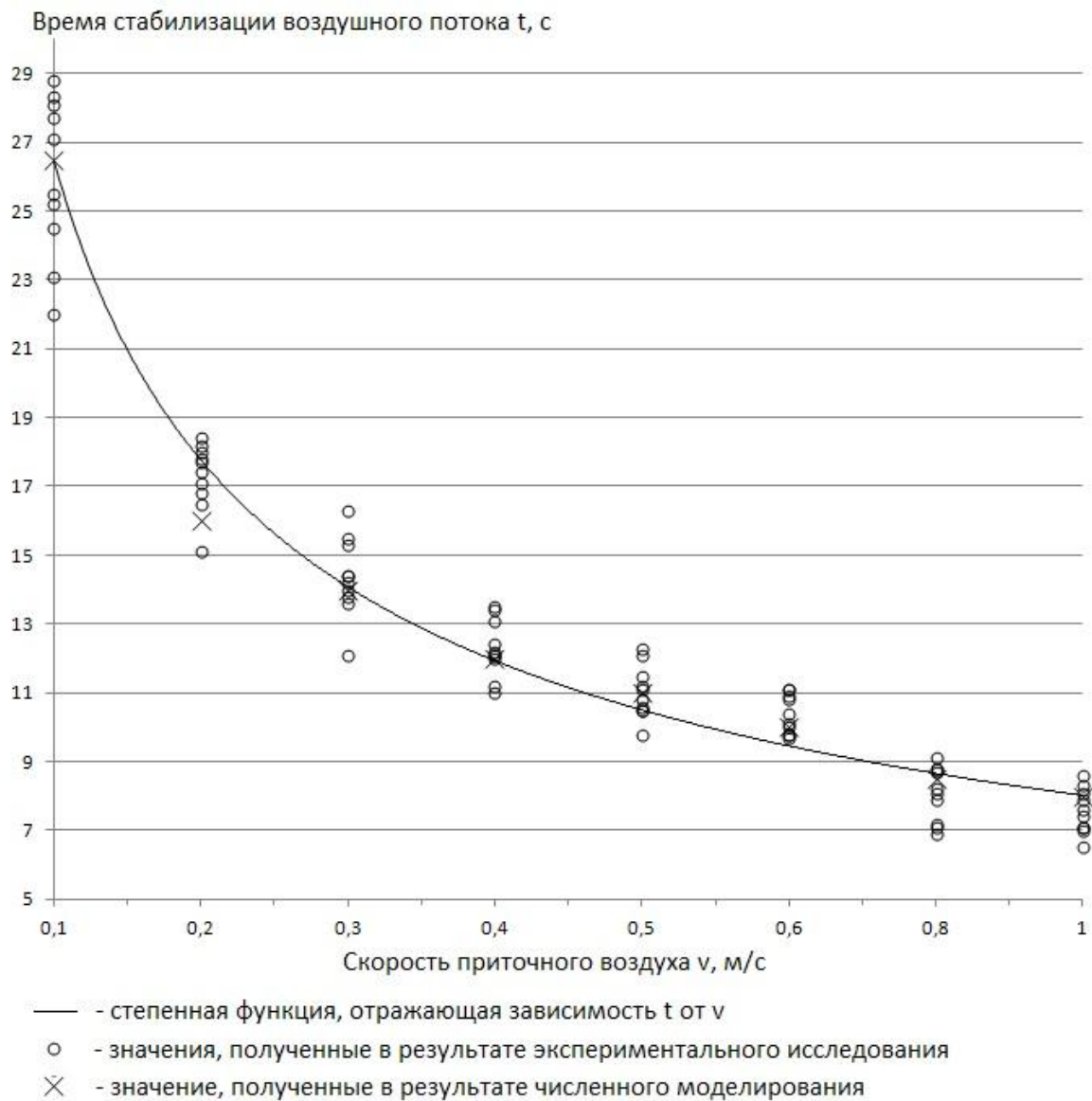


Рисунок 5.6 – Значения времени стабилизации воздушного потока, полученные по результатам экспериментального исследования и результатам численного моделирования

Также был произведен расчет отклонения результатов математического моделирования по отношению к результатам экспериментального исследования для каждой скорости воздушного потока.

$$\sigma = \frac{|t_m - t_{\text{э}}|}{t_m} \cdot 100\% \quad (5.25)$$

где t_m – значение времени стабилизации воздушного потока, полученное в результате численного моделирования, с;

t_s - значение времени стабилизации воздушного потока в соответствии с выявленной экспериментальной зависимостью $t=f(v)$, с.

Результаты расчета представлены в таблице 5.2.

Таблица 5.2 - Отклонение результатов математического моделирования от данных, полученных в результате проведения экспериментального исследования

Скорость воздуха, м/с	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,8	1
Отклонение от результатов эксперимента, %	2,9	11	2,1	2,1	1,2	1,4	0,5	6,2

5.3 Основные выводы

По результатам анализа рисунка 5.6 и данных из таблицы 5.2 можно заключить, что общая тенденция, а также фактические значения времени стабилизации воздушного потока идентичны для численного моделирования и экспериментального исследования. Таким образом, можно утверждать, что математический подход и модель турбулентности, выбранные для построения численной модели, с достаточной точностью отражают реальное воздухораспределение в пространстве чистого помещения.

Глава 6. РАСЧЕТ ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ОТ ВНЕДРЕНИЯ НОВОЙ ТЕХНОЛОГИИ

На первых этапах развития высокотехнологичных производств, при оценке любых планировочных решений для комплекса чистых помещений, выборе класса чистоты и необходимой площади, режима эксплуатации системы вентиляции и кондиционирования воздуха всегда в приоритете находилась только безопасность продукции, а эффективности энергопотребления уделялось мало внимания. В настоящее время, когда чистые помещения находят свое применение во все большем количестве производств, вопросы сбережения энергии в комплексах чистых помещений становятся основным критерием модернизации и конкурентоспособности этих производств [75, 111, 114].

6.1 Сокращение эксплуатационных затрат и повышение энергоэффективности за счет использования предложенной установки кондиционирования воздуха

С целью оценить экономическую эффективность предложенной автором установки кондиционирования воздуха был проведен сравнительный анализ затрат энергии на подготовку воздуха в установках кондиционирования, исключающих смешивание потоков приточного и удаляемого воздуха.

Автором была произведена оценка затрат энергии на охлаждения/осушение и нагрев приточного воздуха необходимого для обеспечения функционирования комплекса чистых помещений, представленного на рисунке 2.2, в случае поочередного использования в качестве установки кондиционирования воздуха следующих установок:

- прямоточная установка кондиционирования воздуха (рисунок 1.1);
- установка кондиционирования воздуха с дополнительным гидравлическим контуром (рисунок 1.8);
- приточно-вытяжная установка кондиционирования воздуха с пластинчатым теплоутилизатором (рисунок 1.9);

- приточно-вытяжная установка с охлаждением наружного воздуха с помощью теплового насоса (рисунок 1.11);

Исходные данные для расчета представлены в таблице 2.1.

Расчет производился в соответствии с методикой, представленной в источниках [1,3,7].

В таблице 6.1 представлены затраты энергии на обеспечение работы функциональных элементов, участвующих в охлаждении/осушении и нагреве наружного воздуха.

Таблица 6.1 - Затраты энергии на охлаждение/осушение и нагрев наружного воздуха в соответствующих установках кондиционирования воздуха.

Потребитель энергии	Количество затрачиваемой внешней энергии, кВт (стоимость энергии, руб за один час работы установки) ^в	Примечания
Прямоточная установка кондиционирования воздуха (теплый период)		
Компрессор ПКХМ (охлаждение воздуха)	110,5 ^б (265,2) ^б	Соответствует холодопроизводительности секции охлаждения 273,6 кВт
Догрев воздуха в воздухонагревателе второго подогрева	81,2 ^{а/б} (100,7) ^а (194,9) ^б	Может быть использован как электрический, так и водяной воздухонагреватель.
Прямоточная установка кондиционирования воздуха (холодный период)		
Нагрев наружного воздуха в воздухонагревателе	294,3 ^{а/б} (364,9) ^а (706,3) ^б	Может быть использован как электрический, так и водяной воздухонагреватель
Установка кондиционирования воздуха с дополнительным гидравлическим контуром (теплый период)		
Компрессор ПКХМ (охлаждение воздуха)	110,5 ^б (265,2) ^б	Соответствует холодопроизводительности секции охлаждения 273,6 кВт
Привод циркуляционного насоса (нагрев воздуха в теплообменнике, включенном в гидравлический контур)	0,1 ^б (0,24) ^б	Обеспечивает дополнительный нагрев приточного воздуха за счет циркуляции промежуточного теплоносителя (41,5 кВт тепловой энергии)
Догрев воздуха в воздухонагревателе второго подогрева	39,7 ^{а/б} (49,3) ^а (95,3) ^б	Может быть использован как электрический, так и водяной воздухонагреватель
Установка кондиционирования воздуха с дополнительным гидравлическим контуром (холодный период)		
Привод циркуляционного насоса (догрев воздуха в теплообменнике, включенном в гидравлический контур)	0,2 ^б (0,48) ^б	Обеспечивает дополнительный нагрев приточного воздуха за счет циркуляции промежуточного теплоносителя (126,6 кВт тепловой энергии)
Нагрев воздуха в воздухонагревателе	167,7 ^{а/б} (207,9) ^а (402,5) ^б	Может быть использован как электрический, так и водяной воздухонагреватель

Потребитель энергии	Количество затрачиваемой внешней энергии, кВт	Примечания
Приточно-вытяжная установка кондиционирования воздуха с пластинчатым теплоутилизатором (теплый период)		
Компрессор ПКХМ (охлаждение воздуха)	110,5 ^б (265,2) ^б	Соответствует холодопроизводительности секции охлаждения 273,6 кВт
Догрев воздуха в воздухонагревателе второго подогрева	19,3 ^{а/б} (23,9) ^а (46,3) ^б	Может быть использован как электрический, так и водяной воздухонагреватель. Затраты энергии меньше, чем в схеме №1, т.к. происходит частичный нагрев приточного воздуха в пластинчатом теплоутилизаторе (61,9 кВт тепловой энергии)
Приточно-вытяжная установка кондиционирования воздуха с пластинчатым теплоутилизатором и предварительным нагревом наружного воздуха до -7°C (холодный период)		
Воздухонагреватель предварительного нагрева наружного воздуха	91,7 ^{а/б} (113,8) ^а (220,1) ^б	Используется для нагрева приточного воздуха до температуры, исключающей возможность заморзания конденсата
Нагрев воздуха в воздухонагревателе	67,8 ^{а/б} (84,1) ^а (162,7) ^б	Затраты энергии меньше, чем в схеме №1, т.к. происходит частичный нагрев приточного воздуха в пластинчатом теплоутилизаторе (134,8 кВт тепловой энергии)
приточно-вытяжная установка с охлаждением наружного воздуха с помощью теплового насоса (теплый период)		
Компрессор ПКХМ (охлаждение воздуха)	110,5 ^б (265,2) ^б	Соответствует холодопроизводительности секции охлаждения 273,6 кВт
Догрев воздуха в воздухонагревателе второго подогрева	81,2 ^{а/б} (100,7) ^а (194,9) ^б	Может быть использован как электрический, так и водяной воздухонагреватель
приточно-вытяжная установка с охлаждением наружного воздуха с помощью теплового насоса (холодный период)		
Нагрев наружного воздуха в воздухонагревателе	294,3 ^{а/б} (364,9) ^а (706,3) ^б	Может быть использован как электрический, так и водяной воздухонагреватель
Предложенная автором схема (теплый период)		
Компрессор ПКХМ (охлаждение и догрев воздуха)	110,5 ^б (265,2) ^б	Соответствует холодопроизводительности секции охлаждения 273,6 кВт, и теплопроизводительности секции второго подогрева воздуха 81,2 кВт. Дополнительный теплообменник является источником 384,1 кВт тепловой энергии, которая может быть использована для различных технологических нужд.
Предложенная автором схема (холодный период)		
Компрессор ПКХМ (нагрев наружного воздуха за счет цикла ПКХМ)	84,1 ^б (201,8) ^б	Соответствует теплопроизводительности воздухонагревателя 294,3 кВт. Дополнительный теплообменник является источником 210,2 кВт «холода», который может быть использован для различных технологических нужд.

а – тепловая энергия; б – электрическая энергия; в – оценка стоимости тепловой энергии (для Ставрополя) производилась согласно источнику [25]; электрической энергии – согласно источнику [26].

Соотношения затрат каждой из рассматриваемых установок на охлаждение/осушение и нагрев приточного воздуха представлены на рисунке 6.1.

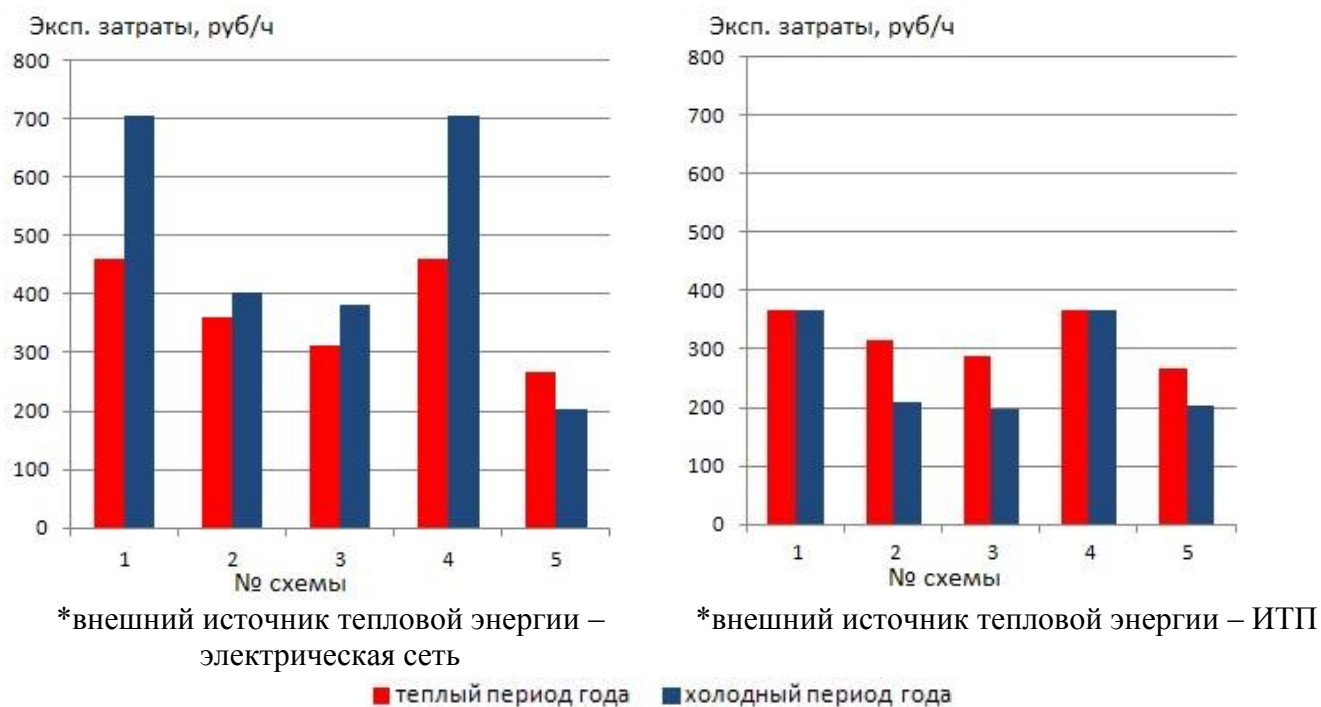


Рисунок 6.1 – Соотношение финансовых затрат

1 – приточная установка кондиционирования воздуха 2 – установка кондиционирования воздуха на основе теплоутилизатора с промежуточным теплоносителем; 3 – приточно-вытяжная установка кондиционирования воздуха с пластинчатым теплоутилизатором;
4 – приточно-вытяжная установка с охлаждением наружного воздуха с помощью теплового насоса; 5 – установка, основанная на авторской схеме.

В результате анализа рисунка 6.1 можно утверждать, что эксплуатационные затраты при использовании установки, основанной на авторской схеме ниже в сравнении с другими рассмотренными установками.

В сравнении финансовых затрат авторской установки и установок, в которых в роли внешнего источника энергии выступает только электрическая энергия, экономическая эффективность авторской установки (в ряде случаев) более чем в два раза выше.

В сравнении с установками, в которых нагрев воздуха осуществляется за счет горячей воды из ИТП, в большинстве случаев экономическая эффективность авторской схемы также выше. Исключение составляет приточно-вытяжная уста-

новка кондиционирования воздуха с пластинчатым теплоутилизатором. Так как ее затраты на нагрев воздуха в холодный период года примерно соответствуют затратам на нагрев воздуха в авторской установке. Однако при работе в теплый период, эффективность авторской установки выше.

Также следует отметить, что при использовании авторской установки существует дополнительный экономический эффект обусловленный более высоким холодильным коэффициентом авторской схемы, в сравнении с холодильным коэффициентом типовой одноступенчатой ПКХМ, а также в сравнении с одноступенчатой холодильной машины с водяным теплообменником (переохладителем) и одноступенчатой холодильной машины с регенеративным теплообменником.

6.2 Сокращение эксплуатационных затрат за счет снижения скорости приточного воздуха

Как уже было отмечено автором, зачастую при проектировании и сооружении чистого помещения скорость воздушного потока завышается. Необоснованное превышение скорости воздушного потока является основной причиной увеличения эксплуатационных затрат (энергозатрат) чистого помещения.

Точно оценить сокращение эксплуатационных затрат за счет снижения скорости воздуха на входе в чистое помещение не представляется возможным, так как для этой оценки необходимо знать точное значение скорости приточного воздуха в рассматриваемом помещении. Однако данная скорость может варьироваться в широких пределах.

Тем не менее, можно обозначить перспективы и возможности энергосбережения на примере корректировки скорости приточного воздуха. Например, ее снижения на 0,1 м/с.

Для начала следует определить предполагаемый объем сэкономленного воздуха [33, 44]:

$$L = v \cdot F \cdot 3600 \quad (6.1)$$

где L - объем сэкономленного воздуха ($\text{м}^3/\text{ч}$) при снижении скорости воздуха на выходе из высокоэффективных фильтров на v (м/с);

F - площадь покрытия потолка высокоэффективными фильтрами, м^2 .

Для наглядности проведем расчет для трех случаев, когда F принимается равной:

- а) 1 м^2 - с целью определения сокращения единичного расхода воздуха, то есть для каждого 1 м^2 площади;
- б) 18 м^2 - для чистого помещения размерами 3×6 метров;
- в) 5000 м^2 - средняя площадь чистого помещения в микроэлектронике или фармацевтике.

Таким образом, получим следующие значения L :

$$L_1 = 0.1 \cdot 1 \cdot 3600 = 360, \text{ м}^3/\text{ч}; \quad (6.2)$$

$$L_2 = 0.1 \cdot 18 \cdot 3600 = 6480, \text{ м}^3/\text{ч}; \quad (6.3)$$

$$L_3 = 0.1 \cdot 5000 \cdot 3600 = 1800000, \text{ м}^3/\text{ч}; \quad (6.4)$$

Принимая во внимание тот факт, что, как правило, вентиляционная система чистых помещений работает постоянно в течение года (24 часа в сутки, 365 дней в году), при отсутствии аварий и других форс-мажорных случаев можно рассчитать годовую экономию в м^3 подготовленного воздуха.

$$L_{Г1} = 360 \cdot 24 \cdot 365 = 3153600, \text{ м}^3/\text{год}; \quad (6.5)$$

$$L_{Г2} = 6480 \cdot 24 \cdot 365 = 56764800, \text{ м}^3/\text{год}; \quad (6.6)$$

$$L_{Г3} = 1800000 \cdot 24 \cdot 365 = 1576800000, \text{ м}^3/\text{год}; \quad (6.7)$$

Таким образом очевидно, что даже самое незначительное снижение скорости воздуха позволяет существенно снизить количество подготавливаемого воздуха, а следовательно, и затраты на его подготовку и транспортировку.

Результаты проведенной оценки сокращения объема кондиционируемого воздуха за счет снижения скорости приточного воздуха приведены в таблице 6.2.

Таблица 6.2 - Сокращение объема кондиционируемого воздуха за счет снижения скорости приточного воздуха

Скорость приточного воздуха, м/с	Площадь потолочных фильтров, м^2	Объем приточного воздуха за один час работы, $\text{м}^3/\text{ч}$	Количество рабочих часов установки за год работы, ч	Годовой объем приточного воздуха, $\text{м}^3/\text{год}$
0,1	1	360	$24 \times 365 = 8\,760$	3 153 600
	18	6 480		56 764 800
	5 000	1 800 000		15 768 000 000

6.3 Основные выводы

В результате проведенного анализа было выявлено, что использование установки основанной на авторской схеме позволяет сократить финансовые затраты на подготовку воздуха в холодный период года до 3,5 раз (в сравнении с прямоточной установкой с электрическим обогревом) и в 1,73 раза – в теплый период.

Также финансовые затраты на подготовку воздуха в предложенной автором установке в теплый период выше, чем соответствующие затраты установок, основанных на использовании пластинчатого теплоутилизатора и теплоутилизатора с промежуточным теплоносителем в 1.17 и 1.35, соответственно.

В свою очередь, в соответствии с рядом исследований [16], срок окупаемости пластинчатого теплоутилизатора в зависимости от его эффективности, типа теплоносителя и режима работы системы вентиляции в течение суток находится в пределах 0,4 – 3,0 лет, что является хорошим показателем.

Следует также отметить, что чем дольше система работает в течение суток, тем меньше становится срок окупаемости. Это особенно важно для чистых помещений, которые нередко работают в круглосуточном режиме.

Таким образом, принимая во внимание, что капитальные затраты авторской установки не превышают, или превышают в незначительной мере капитальные затраты установок, основанных на использовании пластинчатого теплоутилизатора и теплоутилизатора с промежуточным теплоносителем, можно с полной уверенностью говорить о явном экономическом эффекте при использовании авторской установки.

Согласно проведенному расчету, внедрение предлагаемых автором технологий и рекомендаций по выбору оптимальной скорости приточного воздуха позволит сэкономить более 3 млн. м³ подготовленного воздуха в год на каждый квадратный метр чистой зоны. Это, в свою очередь, позволит существенно снизить энергозатраты на его подготовку.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

При работе над данной диссертацией перед автором была поставлена цель, заключающаяся в сокращении эксплуатационных затрат систем вентиляции и кондиционирования воздуха чистых помещений (классифицируемых по РОСТ Р ИСО 14644-1 Чистые помещения и контролируемые среды), за счет совершенствования схемы кондиционирования воздуха, а также оптимизации скорости потока воздуха на входе в чистое помещение.

В результате исследований, направленных на достижение поставленной цели были поставлены и успешно решены следующие задачи:

- проведен анализ преимуществ и недостатков существующих систем подготовки и распределения воздуха чистых помещений, с точки зрения их конструктивных и энергетических особенностей;
- произведена оценка применимости существующих систем подготовки и распределения воздуха к чистым помещениям, в которых ведется работа с веществами, представляющими опасность химического и биологического загрязнения;
- выявлены основные факторы, влияющие на поддержание требуемого класса чистоты рабочей зоны;
- разработана схема установки кондиционирования воздуха для нужд чистых помещений, в которых недопустимо применение рециркуляции воздуха;
- проведен анализ существующих математических моделей, используемых в вычислительной гидродинамике (CFD - Computational Fluid Dynamics), с целью подбора наиболее рациональной модели для проведения численного моделирования воздухораспределения в чистом помещении;
- разработана численная модель чистого помещения средствами CFD, учитывающая влияние скорости приточного воздуха на входе в чистое помещение на перенос аэрозольных загрязнителей и время стабилизации воздушного потока, с учетом движения оператора;

- проведена серия физических лабораторных исследований с целью подтверждения адекватности выбора математической модели для прогнозирования воздухораспределения в пространстве чистого помещения;
- выявлена зависимость между скоростью приточного воздуха и переносом частиц аэрозольного загрязнителя в рабочей зоне чистого помещения, а также скоростью восстановления (стабилизации) воздушного потока, нарушение которого было вызвано движением персонала внутри этой зоны;
- даны рекомендации по выбору рациональной скорости воздушного потока;
- выполнена оценка энергетической и экономической эффективности предложенной прямоточной установки подготовки воздуха с применением теплового насоса как альтернативного источника энергии для чистых помещений.

Список литературы

1. Ананьев, В. А. Системы вентиляции и кондиционирования. Теория и практика / В. А. Ананьев, Л. Н. Балужева, А. Д. Гальперин, А. К. Городов, М. Ю. Еремин, С. М. Звягинцева, В. П. Мурашко, И. В. Седых. – М.: Евроклимат, 2001. – 416 с.
2. Бараненко, А. В. Холодильные машины: Учебник для студентов вузов специальности «Техника и физика низких температур» / А. В. Бараненко, Н. Н. Бухарин, В. И. Пекарев, Л. С. Тимофеевский; Под общ. ред. Л. С. Тимофеевского. – СПб.: Политехника, 1997. – 992 с.
3. Баркалов, Б. В. Внутренние санитарно-технические устройства. В 3 ч. Часть 3 – Вентиляция и кондиционирование воздуха (Справочник проектировщика) / Б. В. Баркалов, Н. Н. Павлов, С. С. Амирджанов – М.: Стройиздат, – 1992. – 320 с.
4. Беккер, А. Системы вентиляции / А. Беккер. – М.: Евроклимат, 2005. – 232 с.
5. Белов, И. А. Моделирование турбулентных течений: Учебное пособие / И.А. Белов, С.А. Исаев. – СПб.: Балт. гос. техн. ун-т. СПб, 2001. – 108 с.
6. Белова, Е. М. Системы кондиционирования воздуха с чиллерами и фэнкойлами / Е. М. Белова. – М.: Евроклимат, 2003. – 400 с.
7. Богословский, В. Н. Внутренние санитарно-технические устройства. Изд. 2-е перераб. и доп. Ч.2. Вентиляция и кондиционирование воздуха / В. Н. Богословский, И. А. Шепелев, В. М. Эльтерман; под общ. ред. Старовойта. — М.: Стройиздат, 1977. – 502 с.
8. Борисоглебская, А. П. Лечебно-профилактические учреждения. Общие требования к проектированию систем отопления, вентиляции / А. П. Борисоглебская. – М.: АВОК-ПРЕСС, 2008. – 142 с.
9. Вайнштейн, В. Д. Низкотемпературные холодильные установки / В. Д. Вайнштейн, В. И. Канторович. – М.: Пищевая промышленность, 1972. – 352 с.

10. Вишневский, Е. П. Рекуперация тепловой энергии в системах вентиляции и кондиционирования воздуха / Е. П. Вишневский // Сантехника, Отопление, Кондиционирование (С.О.К.). – 2004. – №11. С. 90-101.
11. ГОСТ Р ИСО 14644-1 Чистые помещения и связанные с ними контролируемые среды. Часть 1: Проектирование, строительство, ввод в эксплуатацию. – М.: АСИНКОМ, 2002. – 15 с.
12. ГОСТ Р ИСО 14644-4 Чистые помещения и связанные с ними контролируемые среды. Часть 4: Проектирование, строительство, ввод в эксплуатацию. – М.: АСИНКОМ, 2002. – 20 с.
13. ГОСТ 10921-90 Вентиляторы радиальные и осевые. Методы аэродинамических испытаний. – М.: Издательство стандартов, 1991. – 35 с.
14. Данилов, О. Л. Практическое пособие по выбору и разработке энергосберегающих проектов: в 7 разделах / О. Л. Данилов, П. А. Костюченко – М.: ЗАО Технопромстрой, 2006. – 668 с.
15. Дячек, П. И. Холодильные машины и установки / П. И. Дячек. – М.: Феникс, 2007. – 432 с.
16. Иванов, О. П. Анализ сроков окупаемости пластинчатого и роторного теплоутилизаторов / О. П. Иванов, С. А. Тихомиров // Научный журнал НИУ ИТМО Серия "Холодильная техника и кондиционирование". – 2007. – №1(14). – С. 1-5.
17. Кокорин, О. Я. Современные системы кондиционирования воздуха / О. Я. Кокорин. – М.: Издательство физико-математической литературы, 2003. — 272 с.
18. Колмогоров, А. Н. Уравнения турбулентного движения несжимаемой жидкости / А. Н. Колмогоров // Изв. АН СССР. Сер. физ. Т. 6. - 1942. – С. 299-303.
19. Кошкин, Н. Н. Холодильные машины: Учебник для втузов по специальности «Холодильные машины и установки» / Н. Н. Кошкин, И. А. Сакун, Е. М. Бамбушек и др.; Под общ. ред. И. А. Сакуна. – Л.: Машиностроение, 1985. – 510 с.

20. Краснов, Ю. С. Системы вентиляции и кондиционирования / Ю. С. Краснов. – М.: Термокул, 2004. – 373 с.
21. Луканин, В. Н. Теплотехника: Учебник для вузов / В. Н. Луканин, М. Г. Шатров, Г. М. Камфер. – М.: Высшая школа, 2005. – 671 с.
22. Луканин, П. В. Технологические энергоносители предприятий (Низкотемпературные энергоносители): Учебное пособие / П. В. Луканин. – СПб.: ГОУ ВПО СПбГТУРП, 2009. – 116 с.
23. Морозюк, Т. В. Теория холодильных машин и тепловых насосов / Т. В. Морозюк. – М.: Негоциант, 2006. – 764 с.
24. Надоленко, В. Устройство фальшполов и антивибрационных фундаментов в чистых помещениях / В.Надоленко // Научно-технический журнал «Наноиндустрия». – 2011. – №3, – С. 12-15.
25. Постановление региональной тарифной комиссии Ставропольского края от 18 декабря 2013 г. № 77/5.
26. Постановлению региональной тарифной комиссии Ставропольского края от 20 декабря 2013 г. № 79/10.
27. СанПиН 2.1.13.1375-03 Гигиенические требования к размещению, устройству, оборудованию и эксплуатации больниц, родильных домов и других лечебных стационаров. – М.: Информационно-издательский центр Минздрава России, 2003. – 31 с.
28. Смирнов, Е. М. Конспект лекций дисциплины «Течения вязкой жидкости и модели турбулентности: методы расчета турбулентных течений» / Е.М. Смирнов, А. В. Шарбарух. – СПб.: Санкт-Петербургский государственный политехнический университет, 2010. – 127 с.
29. СНиП 23-01-99* Строительная климатология. – М.: Госстрой России, 2000. – 79 с.
30. Сотников, А. Г. Процессы, аппараты и системы кондиционирования воздуха и вентиляции: в двух томах. Том 1 / А. Г. Сотников. – СПб.: АТ, 2006. – 504 с.

31. Сотников, А. Г. Процессы, аппараты и системы кондиционирования воздуха и вентиляции: в двух томах. Том 2 / А. Г. Сотников. – СПб.: АТ, 2006. – 416 с.
32. Стефанов, Е. В. Вентиляция и кондиционирование воздуха / Е. В. Стефанов. – СПб.: АВОК «Северо-Запад», 2005. – 391 с.
33. Титов, В. П. Курсовое и дипломное проектирование по вентиляции гражданских и промышленных зданий / В. П. Титов, Э. В. Сазонов, Ю. С. Краснов, В. И. Новожило. – М.: Стройиздат, 1985. – 208 с.
34. Уайт, У. Проектирование чистых помещений / У. Уайт – М.: Клинрум, 2004. – 343 с.
35. Уайт, У. Технология чистых помещений. Основы проектирования, испытаний и эксплуатации / У. Уайт. – М.: Клинрум, 2002. – 304 с.
36. Федотов, А. Е. Основы GMP / А. Е. Федотов. – М.: АСИНКОМ, 2012. – 576 с.
37. Федотов, А. Е. Чистые помещения. Второе издание, переработанное и дополненное / А. Е. Федотов. – М.: АСИНКОМ, 2003. – 576 с.
38. Фрик, П. Г. Турбулентность: модели и подходы. Курс лекций. / П. Г. Фрик. – Пермь, Перм. гос. техн. ун-т., 1998. – 108 с.
39. Холодильные установки / БСЭ. 3-е изд. – М.: Эксмо, 2008. – 672 с.
40. Черняков, Е. В. Сравнительный анализ систем вентиляции и кондиционирования воздуха в чистых помещениях и проблемы энергосбережения / Черняков Е. В. // Технология чистоты. – 2012. – №3. – С.25-28.
41. Черняков, Е. В. Влияние скорости приточного воздуха на перенос и удаление аэрозольных загрязнений из рабочей зоны / Черняков Е. В. // Технология чистоты. – 2013. – №4. – С. 23-27.
42. Чумак, И. Г. Холодильные установки / И. Г. Чумак, В. П. Чепуренко, С. Ю. Ларьяновский; Под ред. И. Г. Чумака. – М.: Агропромиздат, 1991. – 495 с.
43. Шихт, Г. Г. Технология чистых помещений: взгляд в будущее / Ганс Г. Шихт // Технология чистоты. – 2006. – №4. – С. 6-12.

44. Щекин, Р. В. Справочник по теплоснабжению и вентиляции (издание 4-е, переработанное и дополненное). Книга 2-я. / Р. В. Щекин, С. М. Кореневский, Г. Е. Бем, Ф. И. Скарородько, Е. И. Чечик, Г. Д. Соболевский, В. Л. Мельник, О. С. Кореневская. – Киев: Будивельник, 1976. – 352 с.
45. Юн, А. А. Расчет и моделирование турбулентных течений с теплообменом, смешением, химическими реакциями и двухфазных течений в программном комплексе Fastest-3D: Учебное пособие / А. А. Юн, Б. А. Крылов. – М.: Изд-во МАИ, 2007. – 116 с.
46. Юн, А. А. Теория и практика моделирования турбулентных течений. Монография / А.А. Юн. – М.: Либроком, 2009. – 272 с.
47. Ansys FLUENT 12.1 Documentation. – USA: ANSYS, Inc., 2009. – 78 p.
48. Ansys ICEM-CFD 11.0 Tutorial Manual. – USA: ANSYS, Inc., 2007. – 1294 p.
49. Ansys ICEM-CFD 12.0 User Manual. – USA: ANSYS, Inc., 2009. – 64 p.
50. Batchelor, G. K. An introduction to fluid dynamics / G. K. Batchelor // Cambridge University Press. – 1967. – P. 211-215.
51. Besant, R. W. Reducing energy costs using run-around systems / R. W. Besant, P. E. Besant, Allan B. Johnson // ASHRAE Journal, Vol. 37. – February 1995. – P. 41-46.
52. Boussinesq, J. Theorie de l' Ecoulement Tourbillant / J. Boussinesq // Mem. Presentes par Divers Savants Acad. Sci. Inst. Fr., Vol. 23. – 1887. – P. 46-50.
53. Brown, W. K. Makeup air system energy-saving opportunities / W. K. Brown // ASHRAE Trans. 96 (2). – 1990. – P. 609-615.
54. Chen, J. J. The development of fan filter unit with flow rate feedback control in a cleanroom / Juhn-Jie Chen, Chao-Ho Lan, Ming-Shan Jeng, Tengfang Xu // Building and Environment, Volume 42, Issue 10. – October 2007. – P. 3556-356.
55. Ferziger, J. H. Computational Methods for Fluid Dynamics / J. H. Ferziger, M. Peric. Berlin: Springer, 2002. – 426 p.
56. Fitzpatrick, M. Cleanroom Airflows Part II: The Messy Details. Cleanrooms / M. Fitzpatrick, K. Goldstein. URL: <http://cr.pennet.com/>

57. Fox, R. W. Introduction to fluid mechanics (6th ed.) / R. W. Fox, A. T. McDonald, Phillip J Pritchard. – USA: John Wiley and Sons, 2004. – 348 p.
58. Flaherty, R. Clean rooms: Continuing evolution of fan filter units for clean rooms / Rob Flaherty // Filtration + Separation, Volume 48, Issue 4, – August 2011. – P. 33-34, 36-37.
59. Flanagan, R. Life cycle costing – theory and practice / R. Flanagan, G. Norman, J. Meadows, G. Robinson. – Blackwell Science Inc, 1989. – 192 p.
60. FLUENT 6.2 User's Guide. – USA: Fluent, Inc., 2005. – 2216 p.
61. FLUENT 6.3 UDF Manual. – USA: Fluent, Inc., 2006. – 618 p.
62. GAMBIT 2.4 Tutorial Guide. – USA: Fluent, Inc., 2007. – 492 p.
63. Goldstein, K. Energy conservation: where should it fall on your list of priorities? / K. Goldstein // Cleanrooms. – 2002. URL: <http://electroi.com/blog/2002/03/energy-conservation-where-should-it-fall-on-your-list-of-priorities/>
64. Hu, J. S. Air handling processes of the cleaning air conditioning system for hospital operating rooms / J.S. Hu // Journal of HVAC, Vol. 31. – 2001. – P. 73-75.
65. Hu, S. C. A comparative study on energy consumption for HVAC systems of high-tech FABs / Shih-Cheng Hu, Jhy-Ming Tsao // Applied Thermal Engineering 27. – 2007. – P. 2758-2766.
66. Hu, S. C. Design and evaluation of minienvironment for semiconductor manufacture processes / S. C. Hu, Y. K. Chuah, M. C. Yen // Building and Environment 37. – 2002. – P. 201-208.
67. Hu, S. C. Performance comparison of axial fan and fan-filter unit type clean rooms by CFD / S. C. Hu, Y. K. Chuah, S. C. Huang // ASHRAE Trans. 108 (1). – 2002. – P. 1014-1022.
68. Hu, S. C. Power consumption for semiconductor FABs in Taiwan / S. C. Hu, Y. K. Chuah // Energy 28 (8). – 2003. – P. 895-907.
69. Hunt, E. Fan efficiency vs. unit efficiency for FAB application / E. Hunt, D. E. Benson, L. G. Hopkins // ASHRAE Trans. 96 (2). – 1990, – P. 616-619.
70. IEST Recommended Practices (RP-12). Consideration in cleanroom design. – USA. – 1978-2002.

71. ISO 14644-1 Cleanrooms and associated controlled environments – Part 1: Classification of air cleanliness. – Switzerland: ISO, 1999. – 18 p.
72. Karki, K. C. Airflow distribution through perforated tiles in raised-floor data centers / K. C. Karki, S. V. Patankar // *Building Environment* 41. – 2006. – P. 734-744.
73. Kircher, K. Cleanroom energy efficiency strategies: Modeling and simulation / K. Kircher, X. Shi, S. Patil, K. Max Zhang // *Energy and Buildings* 42. – 2010. – P. 282-289.
74. Klingenburg GmbH: Examples of the use of the SECO Desiccant/enthalpy regenerator, URL: <http://www.klingenburg.de/en/press.html>
75. Kooren, J. A. The balancing of building costs-in-use against investment / J. Kooren // *Building economics*. CIB proceeding of the fourth international symposium on building economics, session A. Copenhagen: Danish Building Research Institute. – 1987. – P. 148-158.
76. Launder, B. E. Lectures in mathematical models of turbulence / B. E. Launder, D. B. Spalding // Academic Press, London, England. – 1972. – 169 p.
77. Launder, B. E. The Numerical Computation of Turbulent Flows/ B. E. Launder, D. B. Spalding // *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering* 3. – 1974. P. 269-289.
78. Li, A. Dispersion and deposition of spherical particles from point sources in a turbulent channel flow / A. Li, G. Ahmadi // *Aerosol Science and Technology* 16. – 1992. – P. 209–226.
79. Matsuki, M. Energy saving system for air conditioning of clean room for semiconductor factory (Estimation of FMU System) / Mikio Matsuki, Norio Tanaka // *Oki Technical Review*. – 1998. – P. 40-43.
80. Mumma, S. A. Ultrasonic humidification: system integration, energy, and indoor air quality engineering issues / S.A. Mumma, Y.P. Ke, S.P. Sevigny // *ASHRAE Trans.* 103 (2). – 1997, – P. 894-905.
81. Naughton, P. HVAC systems for semiconductor clean rooms – Part 1: System components / P. Naughton // *ASHRAE Trans.* 96 (2). – 1990. – P. 620-625.

82. Naughton, P. HVAC systems for semiconductor clean rooms – Part 2: Total system components / P. Naughton // ASHRAE Trans. 96 (2). – 1990. – P. 626-633.
83. Niu, J. Potential energy saving for conditioning fresh air with a membrane-based energy recovery ventilation / J. Niu, L. Zhang // ASHRAE Trans. 108. – 2002. – P. 54-63.
84. Ohmi, T. Advanced equipment-cooling system / T. Ohmi // Break Through No.71. – 1992. – P. 23-23.
85. Patankar, S. V. Numerical heat transfer and fluid flow / S. V. Patankar // Washington, DC: Hemisphere Publishing Corporation. – 1980. – 214 p.
86. Patent 200420002547.7 Constant temperature and humidity air handling / S. M. Su, S. H. Wang. Unit. P.R.C. – July 2005.
87. Qian, W. A new energy-saving air handling unit for clean operating room / Wang Qian, Meng Qinglin // 2010 International Conference on Digital Manufacturing & Automation. ChangSha. – 2010. – P. 58-62.
88. Reynolds, O. An experimental investigation of the circumstances which determine whether the motion of water shall be direct or sinuous and of the law of resistance in parallel channels / Osborne Reynolds // Philosophical Transactions of the Royal Society 174 (0). – 1883. – P. 935–982.
89. Rodi, W. Turbulence models and their applications in hydraulics: A state of the art review / W. Rodi // Delft, The Netherlands: IAHR. – 1980. – 124 p.
90. Roulet, C.A. Real heat recovery with air handling units / C. A. Roulet, F. D. Heidt, F. Foradini, M. C. Pibiri // Energy and Building 33. – 2001. – P. 495-502.
91. Saffman, P. G. The lift on a small sphere in a slow shear flow / P. G. Saffman // J.Fluid Mech. 22. – 1975. – P. 385–400.
92. Saidi, M.H. The effect of source motion on contaminant distribution in the cleanroom / M.H. Saidi, B. Sajadi, G.R. Molaeimanesh // Energy and Buildings 43. – 2011. – P. 966-970.
93. Schneider, R. Designing clean room HVAC systems / R. Schneider // ASHRAE Journal Vol. 43 (8). – August 2001. – P. 39-46.

94. Schrecengost, R. Cleanroom energy optimization methods / Randy Schrecengost, Phil Naughton // Proceedings of the fourteenth symposium on improving building systems in hot and humid climates. Richardson, TX, USA. – May 17-20, 2004. – 14 p.
95. Shih, Y. C. Dynamic airflow simulation within an isolation room / Yang-Cheng Shih, Cheng-Chi Chiu, Oscar Wang // Buildings and Environment 42, Issue 9. – 2007. P. 3194-3209.
96. Spalart, P. R. Detached-Eddy Simulation, 1997-2000 / P. R. Spalart // Springer Netherlands, Proceedings of the Euromech Colloquium 412. – 2002. – P. 235-237.
97. Suga, K. Nonlinear Eddy Viscosity Modeling for turbulence and Heat Transfer Near Wall and Shear Free Boundaries / K. Suga, K. Abe // Int. J. Heat Fluid flow. Vol. 21. – 2000. – P. 37-48.
98. Suzuki, H. Energy saving in semiconductor fabs by out-air handling unit performance improvement / H. Suzuki, H. Hanaoda, Y. Yamazaki, Y. Shirai, T. Ohmi // IEEE Proceeding of the 9th international symposium on semiconductor manufacturing, Tokyo. – September, – 2000. – P. 293-296.
99. Tschudi, W. Cleanroom energy benchmarking results / W. Tschudi, T. Xu // ASHRAE Trans. 109 (2). – 2003. – P. 733-739.
100. United States Environmental Protection Agency. Energy use in the semiconductor manufacturing industry. – United States Environmental Protection Agency, Washington DC, USA. – 1998.
101. U.S. Federal Standard FS209. Clean room and work station requirements, controlled environment. – General Services Administration. – 1973. – 56 p.
102. Wachter, E. M. Anwendung der Instationären Flamelet Methode auf Diffusions Flammen im Post-Processing-Modus / E. M. Wachter. – VDI Verlag, 2005.
103. Wakeman, T. Measured particle rebound characteristics useful for erosion prediction / T. Wakeman, W. Tabakoff // ASME paper 82-GT-170. – 1982.
104. Whyte, W. Cleanroom design – 2nd ed. / W Whyte // West Sussex, England: John Wiley & Sons, Baffins Lane, Chichester. 1999. – 322 p.

105. Wilcox, D. C. Turbulence modeling for CFD (Third Edition) / Dawid C. Wilcox. – USA, California: D C W Industries, 1994. – 522 p.
106. Williamson, M. C. Energy efficiency in semiconductor manufacturing: a tool for cost savings and pollution prevention / M. C. Williamson // Semiconductor FABtech Journal 8. – 1999. – P. 77-82.
107. Xu, T. Airflow design for cleanroom and its economic implication / Tengfang Xu // To appear in the Proceeding of the 5th China International Academic Forum & Products Exposition on Contamination Control Technology, Construction Sub-Council of China for the Promotion of International Trade and Chinese Contamination Control Society. Beijing, China. – November 27-29, 2002. – 7 p.
108. Xu, T. Considerations for efficient airflow design in cleanrooms / T. Xu // Journal of IEST 47. Berkeley, CA, USA. – 2004. – P. 24-28.
109. Xu, T. Laboratory evaluation of fan-filter units' aerodynamic and energy performance / T. Xu, M. Jeng // Journal of the IEST 47. Lawrence Berkeley National Laboratory Report, LBNL-54250, Berkeley, CA, USA. – 2004, – 4p.
110. Xu, T. Performance of large fan-filter units for cleanroom applications / Tengfang Xu, Chao-Ho Lan, Ming-Shan Jeng // Building and Environment, Volume 42, Issue 6. – June 2007. – P. 2299-2304.
111. Yang, L. Costing small cleanroom / Liu Yang, Cheong Eng Gan // Building and Environment 42. – 2007. – P. 743-751.
112. Yang, S. J. A numerical investigation of effects of a moving operator on airflow patterns in a cleanroom / Suh-Jenq Yang, Wu-Shung Fu // Building and Environment 37, Issue 7 – 2002. – P. 705-712.
113. Yun A. Development and analysis of advanced explicit algebraic, turbulence and scalar flux models for complex engineering configuration: Ph. D Thesis / A. Yun. – Germany, Darmstadt. – 2005. URL: <http://tuprints.ulb.tu-darmstadt.de/579/>
114. Zaragoza, S. Need for clean rooms growing rapidly / S. Zaragoza // Dallas Business Journal 21(46). – 2002. – 5 p.



TECHNISCHE
UNIVERSITÄT
WIEN
Vienna University of Technology



Technische Universität Wien
Institut für Strömungsmechanik
und Wärmeübertragung
Resselgasse 3
1040 Wien, Österreich

Univ.-Prof. Dr. Hendrik C. Kuhlmann

T: +43-1-58801-32212
F: +43-1-58801-32298
h.kuhlmann@tuwien.ac.at
www.fluid.tuwien.ac.at

Evgeny Cherniakov
North-Caucasus State Technical University
2, pr. Kulakova
Stavropol, Russia 355028

Ihr Zeichen

Unser Zeichen

Sachbearbeitung

Wien, 15.4.2012

Internship of Evgeny Cherniakov

To whom it may concern:

Evgeny Cherniakov spent the time from October 1, 2011 to March 31, 2012 in my working group. During this time he was working for his intended PhD thesis which is concerned with the air motion in cleanrooms.

From the first day on, Mr. Cherniakov was strongly motivated and worked towards his goal with enthusiasm and high scientific competence. After a thorough study of the available literature on hydro- and aerodynamics as well as turbulence with relevance to state-of-the-art clean modeling, he developed a CFD model for the flow in a cleanroom using the software FLUENT and GAMBIT. Using these tools he investigated the airflow distribution inside a cleanroom and its modification by various bluff bodies mounted inside the cleanroom. He visualized the air streamlines in the vicinity of the bluff-body obstacles. Of particular interest was the intensity and direction of the flow field as functions of the air inlet velocity and the location of separated vortices which can appear close the surface of a bluff body and which may keep particles suspended for a long time. Mr. Cherniakov also analyzed the trajectories of solid particles suspended in the airflow, in particular inside clean zone. His investigations are considered very important for an improvement of airflow ventilation systems and the air conditioning of cleanrooms, in general.

Apart from his scientific work Mr. Cherniakov actively participated in seminars and laboratory work of the Institute of Fluid Mechanics and Heat Transfer. He carried out experiments together with other students to measure and monitor particles in the fluid flow by Particle-Imaging Velocimetry (PIV) and Laser-Doppler Velocimetry (LDV). Owing to his interest in practical application of his work Evgeny Cherniakov visited various active and operating cleanrooms in Austria and in Switzerland.

Evgeny Cherniakov is a very kind person, being creative and open-minded. It was a great pleasure



to work with him. Without any hesitation I can recommend him for any research work in his field of expertise at universities and industry alike.

Sincerely

A handwritten signature in blue ink, which appears to read 'H. Kuhlmann', is written over the printed name.

Hendrik Kuhlmann



Evgeny Cherniakov
 North-Caucasus State Technical University
 2, pr. Kulakova
 Stavropol, Russia 355028



Technische Universität Wien
 Institut für Strömungsmechanik
 und Wärmeübertragung
 Resselgasse 3
 1040 Wien, Österreich

Univ.-Prof. Dr. Hendrik C. Kuhlmann

T: +43-1-58801-32212
 F: +43-1-58801-32298
 h.kuhlmann@tuwien.ac.at
 www.fluid.tuwien.ac.at

Ihr Zeichen

Unser Zeichen

Sachbearbeitung

Wien, 15.4.2012

С 1 октября 2011 г. по 31 марта 2012 г. Черняков Евгений проходил стажировку в составе моей рабочей группы. Во время стажировки он работал над своей кандидатской диссертацией, в которой рассматриваются вопросы движения воздуха в пространстве чистого помещения.

С первого дня стажировки, Г-н Черняков был высоко мотивирован и полон энтузиазма и сразу же приступил к своим исследованиям с должным уровнем компетенции.

После тщательного изучения имеющейся в институте литературы в областях гидро-и аэродинамики, а также физических основ турбулентности, имеющих отношение к моделированию воздушных потоков в пространстве чистого помещения, Евгением была разработана средствами вычислительной гидродинамики (CFD) в программных комплексах FLUENT и GAMBIT модель воздушного распределения в чистом помещении.

Опираясь на вышеописанные методы, он занимался исследованиями в области распределения воздушных потоков в пространстве чистого помещения, а именно влияния различных твердых тел, обтекаемых данным потоком, на направление потоков воздуха. Также им были детально визуализированы воздушные потоки, непосредственно взаимодействующие с твердыми телами в чистом помещении.

Особый интерес для Евгения представляли интенсивность и направление потока воздуха, как функции от скорости воздуха на входе в чистую зону, а также формирование и точное положение рециркуляционных зон в чистом помещении зон, которые образуются вблизи плохообтекаемых твердых тел, и в которых могут накапливаться частицы загрязнителя.

Также Евгением был проведен анализ траектории движения твердых частиц загрязнителя, находящихся внутри чистой зоны.

Проведенные Черняковым Е.В. исследования имеют важное значение для совершенствования систем воздухораспределения в чистом помещении, а также систем кондиционирования воздуха в чистых помещениях, в целом.

Помимо своей основной научной работы Г-н Черняков принимал активное участие в семинарах и лабораторной работе Института механики жидкости и теплообмена.

Совместно с другими студентами он проводил эксперименты по измерению и мониторингу частиц в потоке жидкости методом оптического измерения полей скорости жидкости или газа в выбранном сечении потока (PIV) и методом с использованием лазерно-доплеровского измерителя скорости (LDV).

Также Евгений в своей работе уделял особое внимание практической применимости своих исследований. С этой целью он неоднократно посещал различные действующие чистые помещения в Австрии и Швейцарии.

В целом, Евгения Чернякова можно охарактеризовать как доброго, творческого и открытого человека, с которым мне было приятно работать. Вне всякого сомнения, я могу рекомендовать его для любой исследовательской работы в данной области в учебных заведениях, а также отрасли в целом.

С уважением,

Хендрик Кульманн

Профессор, Доктор естественных наук

Директор Института механики жидкости и теплообмена Венского технического университета



香港科技大學
THE HONG KONG
UNIVERSITY OF SCIENCE
AND TECHNOLOGY

工學院院長辦公室
OFFICE OF THE DEAN OF ENGINEERING

May 28, 2013

TO WHOM IT MAY CONCERN

Dear Sir/Madam

Evgeny Cherniakov joined my research group from February 1, 2013 to May 31, 2013 in order to perform the research investigation related to his PhD thesis. His task was to investigate the influence of static and dynamic objects on the airflow (generated by a unidirectional air supply with different velocities of the air) inside a cleanroom space. He has investigated following phenomena:

- the presence of the moving operator in a cleanroom, considered as object, leads to the appearance of the recirculating zones, which can be like "transportation tunnels" for contamination distribution inside the cleanroom space;
- the characteristic time of the airflow stabilization, which was disturbed by the operator's movement.

This investigation is a very important one for improvement of the air distribution system in a cleanroom and could be useful for the development of standards concerning cleanroom classification and design. He designed a CFD model of the cleanroom with discrete particles inside using FLUENT, GAMBIT and ICEM-CFD software. Dynamic meshes were employed to simulate the movement of the walking operator. The movement was described by a User Define Function (UDF).

From the first day on, Mr. Cherniakov was strongly motivated and worked towards his goal with enthusiasm and high scientific competence. Also, he paid a lot of attention to the practical investigations. He visited the operated cleanrooms in our university. I would like to summarize Mr. Cherniakov as a promising student that is confident and intelligent. I also notes his strong ability to carry out independent researches and projects. Based on these and other reasons, I enthusiastically recommend Evgeny Cherniakov for any research in his field. He is definitely an asset with strong expertise in both university and industrial environment.

Sincerely

A handwritten signature in blue ink, appearing to read 'Chao'.

Christopher Chao
Professor of Mechanical Engineering
Associate Dean of Engineering (Research and Graduate Education)
The Hong Kong University of Science and Technology

May 28, 2013

Черняков Евгений Вадимович принимал участи в работе моей исследовательской группы с 1 февраля 2013 г. по 31 мая 2013 г. Все это время он работал над исследованиями, имеющими отношение к его кандидатской диссертации. Основной его задачей было исследование влияния неподвижных и подвижных объектов внутри чистого помещения на однонаправленный воздушный поток, с учетом изменения скорости приточного воздуха.

Евгением были исследованы два основных вопроса:

- присутствие оператора в чистой зоне, перемещение которого, приводило бы к формированию рециркуляционных зон, которые, в свою очередь, выступали бы в качестве «транспортных тоннелей» для частиц загрязнителя, взвешенных в воздушном пространстве чистого помещения;
- время стабилизации (восстановления) воздушного потока, который был нарушен в результате движения оператора.

Данные исследования имеют наиважнейшее значение для совершенствования систем воздухораспределения в чистом помещении. Они также могут быть полезны для развития стандартов в области классификации и проектирования чистых помещений. С использованием CFD комплексов FLUENT, GAMBIT и ICEM-CFD Евгений создал модель чистого помещения, с представленными в нем частицами загрязнителя. В своей работе он использовал динамические сетки для моделирования движения оператора в чистой зоне. Для описания движения была использована функция, задаваемая пользователем (UDF).

С первого дня своей стажировки, Г-н Черняков был высоко мотивирован и приступил к достижению поставленных целей полный энтузиазма и с соответствующей компетенцией. Параллельно моделированием, он уделял большое внимание практически исследованиям. Во время стажировки, Евгений неоднократно посещал действующее чистое помещение Гонконгского университета науки и технологии. В заключении, я хотел бы охарактеризовать Чернякова Евгения как уверенного и интеллектуально развитого перспективного студента. Также мне хотелось бы отметить его способность к самостоятельному проведению исследований и ведению проектов. Основываясь на вышеназванных и других причинах, я могу с удовольствием рекомендовать Евгения Чернякова для любых исследований в его области. Он определенно является ценным кадром для учебного заведения или промышленности.

С уважением,

Кристофер Чао

Доктор тех. наук

Профессор факультета машиностроения

Заместитель декана инженерного факультета (по работе с аспирантами и исследователями) Гонконгский университет науки и технологий

АСИНКОМАССОЦИАЦИЯ ИНЖЕНЕРОВ
ПО КОНТРОЛЮ
МИКРОЗАГРЯЗНЕНИЙ

Общероссийская общественная организация

Россия, 127299, г. Москва, ул. К. Цеткин, 4, офис 222

Тел. (495)-777-72-31; факс (495)-787-03-12; E-mail: mail@asincor.info www.asincor.info

23.10.2013

№ 161

ЗАКЛЮЧЕНИЕ**о теоретической и практической значимости исследований
распределения воздуха в чистых помещениях**

Работа, выполненная Черняковым Евгением Вадимовичем, в области исследования распределения потоков воздуха в пространстве чистого помещения, с учетом движения оператора, а также, проведенный анализ зависимости времени восстановления (стабилизации) однонаправленного воздушного потока после нарушения, вызванного этим движением, от скорости приточного воздуха, вносят существенный вклад в понимание особенностей распределения потоков воздуха, а также влияния различных факторов на распределение аэрозольных загрязняющих частиц в чистом помещении. Это, в свою очередь, позволит оптимизировать схему воздухораспределения с целью сокращения эксплуатационных затрат чистого помещения.

Практическое применение рекомендаций Чернякова Е. В. по выбору оптимальной скорости приточного воздуха с учетом движения оператора, позволит сократить потребление электроэнергии на подготовку и перемещение приточного воздуха за счет снижения количества подготавливаемого воздуха, что, в свою очередь, поможет повысить рентабельность высокотехнологичных производств.

Результаты проведенного исследования могут быть использованы при проектировании и эксплуатации чистых помещений, а также при разработке соответствующих стандартов

Президент АСИНКОМ,
доктор техн. наук

А. Е. Федотов



16.04.14 № 84/1

ИНН 2635002117, КПП 263501001
р/с 40702810660220100159
к/с 30101810600000000660
Северо-Кавказский банк
ОАО «Сбербанк России»
г. Ставрополь
БИК 040702660

Свидетельство о допуске к определенному виду или видам работ, которые оказывают влияние на безопасность объектов капитального строительства выданное СРО НП «АИИСС» 01 - П № 123, от 18.12.2013г.

Свидетельство о допуске к определенному виду или видам работ, которые оказывают влияние на безопасность объектов капитального строительства выданное СРО НП «АИИСС» 01 - И № 0737 - 2, от 18.10.2011г.

Сертификат соответствия СМК требованиям ГОСТ ISO 9001-2011 (ISO 9001 : 2008) срок действия до 01.07.2016г.

Для предоставления в
диссертационный совет

АКТ О ВНЕДРЕНИИ результатов диссертационного исследования

Комиссия в составе: председатель А.А.Низола – главный инженер; члены комиссии: В.Д.Приходько – главный технолог, Н.А.Портянкина – начальник отдела ОВ, составили настоящий акт о том, что результаты диссертационной работы Чернякова Евгения Вадимовича на тему «Повышение энергоэффективности систем подготовки и распределения воздуха чистых помещений», представленной на соискание ученой степени кандидата технических наук, обладают актуальностью и представляют практический интерес для ОАО «СТЭП».

Материалы диссертационного исследования, опубликованные в Журнале ассоциации инженеров по контролю микрозагрязнений «Технология чистоты» №4/2013, использовались в ОАО «СТЭП» при разработке проекта строительства чистых помещений по объекту «Научно-лабораторный корпус по адресу: пр. Кулакова, 2 в 527 квартале г.Ставрополя» в разделе «Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха».

В частности были использованы:

- результаты исследования зависимости скорости потока приточного воздуха и эффективности удаления частиц аэрозольного загрязнителя;
- результаты исследования зависимости скорости потока приточного воздуха и времени стабилизации воздушного потока;
- рекомендации по выбору рациональной скорости потока приточного воздуха.

Использование указанных результатов позволило снизить затраты энергии на нагрев и охлаждение воздуха в системах вентиляции.

Председатель комиссии:

Главный инженер

Члены комиссии:

Главный технолог

Начальник отдела ОВ



(Signature of A.A. Nizola)

А.А.Низола

(Signature of V.D. Prihodko)

В.Д.Приходько

(Signature of N.A. Portyanina)

Н.А.Портянкина

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ

(19) RU⁽¹¹⁾

2013118749



ФЕДЕРАЛЬНАЯ СЛУЖБА
ПО ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ
СОБСТВЕННОСТИ,
ПАТЕНТАМ И ТОВАРНЫМ ЗНАКАМ

(12) ЗАЯВКА НА ИЗОБРЕТЕНИЕ

По данным на 20.09.2014 состояние делопроизводства: Экспертиза по существу

(21) Заявка: 2013118749

(22) Дата подачи заявки: 23.04.2013

Дата поступления: 23.04.2013

Страна заявителя: RU

Исходящая корреспонденция		Входящая корреспонденция	
Письмо произвольной формы	2014.06.06	Письмо для ответа	2014.04.29
		Письмо для ответа	2014.05.14
Уведомление об удовлетворении ходатайства	2013.11.13	Ходатайство о проведении экспертизы заявки по существу	2013.04.23
Уведомление о положительном результате формальной экспертизы	2013.10.24		
Запрос формальной экспертизы	2013.06.13		
Уведомление о зачете пошлины	2013.06.13	Платежный документ	2013.04.23
Уведомление о поступлении документов заявки	2013.04.25	Комплект заявочной документации	2013.04.23

Эффективность удаления частиц при введении 125 индикаторных частиц
(в случае пяти ежесекундных введений 25-ти индикаторных частиц с момента
начала моделирования)

Время, прошедшее с начала моделирования	Количество индикаторных частиц, находящихся в пространстве чистого помещения при соответствующей скорости воздушного потока:								
	0,01 м/с	0,1 м/с	0,2 м/с	0,3 м/с	0,4 м/с	0,5 м/с	0,6 м/с	0,8 м/с	1 м/с
0	25	25	25	25	25	25	25	25	25
1	50	50	50	50	50	50	50	50	50
2	75	75	75	75	75	75	75	75	75
3	100	100	100	100	100	100	100	97	90
4	125	125	125	125	125	124	111	105	96
5	125	125	125	125	125	111	94	89	86
6	125	125	125	125	122	108	88	71	69
7	125	125	125	125	116	92	76	58	52
8	125	125	125	119	109	76	55	41	48
9	125	125	125	116	95	57	47	38	36
10	125	125	125	113	83	52	44	34	28
11	125	125	124	106	75	48	39	33	26
12	125	125	122	95	68	47	35	28	22
13	125	125	122	88	63	46	30	27	19
14	125	125	120	83	60	44	28	25	17
15	125	125	117	79	58	41	26	23	16
16	125	125	111	76	56	39	26	21	16
17	125	125	106	76	55	37	22	18	13
18	125	125	101	75	54	33	20	15	13
19	125	125	97	74	52	32	20	14	12
20	125	125	92	73	51	32	20	14	11
21	125	125	89	71	51	29	16	13	10
22	125	125	82	71	48	29	15	13	8
23	125	125	81	69	45	29	14	12	8
24	125	125	81	66	43	28	13	12	8
25	125	125	80	62	40	23	12	10	7
26	125	125	76	60	39	22	12	10	6
27	125	125	74	57	37	22	12	9	6
28	125	125	74	56	34	21	12	9	6
29	125	125	72	55	33	19	11	9	6
30	125	124	72	54	32	18	10	7	4

Эффективность удаления частиц при введении 25 индикаторных частиц
(введение частиц производилось в момент времени $t=0$ с)

Время, прошедшее с начала моделирования	Количество индикаторных частиц, находящихся в пространстве чистого помещения при соответствующей скорости воздушного потока:								
	0,01 м/с	0,1 м/с	0,2 м/с	0,3 м/с	0,4 м/с	0,5 м/с	0,6 м/с	0,8 м/с	1 м/с
0	25	25	25	25	25	25	25	25	25
1	25	25	25	25	25	25	25	25	25
2	25	25	25	25	25	25	25	25	25
3	25	25	25	25	25	25	25	22	15
4	25	25	25	25	25	24	11	16	12
5	25	25	25	25	25	12	7	15	11
6	25	25	25	25	22	9	7	12	9
7	25	25	25	25	18	7	6	12	7
8	25	25	25	19	15	5	5	10	7
9	25	25	25	17	13	4	5	9	6
10	25	25	25	16	13	4	4	9	6
11	25	25	24	16	12	4	4	9	6
12	25	25	24	16	11	4	4	9	4
13	25	25	24	15	11	4	2	9	4
14	25	25	24	13	11	4	1	9	3
15	25	25	24	12	10	4	1	8	3
16	25	25	22	12	9	4	1	8	3
17	25	25	21	12	8	4	1	7	3
18	25	25	20	12	7	4	1	6	3
19	25	25	20	12	7	4	1	5	3
20	25	25	20	12	7	4	1	5	3
21	25	25	20	11	7	4	1	4	3
22	25	25	19	11	7	4	1	4	2
23	25	25	19	10	6	4	1	3	2
24	25	25	19	10	6	4	1	3	2
25	25	25	18	9	6	4	1	3	2
26	25	25	17	8	6	4	1	3	2
27	25	25	17	8	6	4	1	2	2
28	25	25	17	8	6	4	1	2	2
29	25	25	17	8	6	4	1	2	2
30	25	25	17	8	6	4	1	2	2

Эффективность удаления частиц при введении 25 индикаторных частиц
(введение частиц производилось в момент времени $t=1$ с)

Время, прошедшее с начала моделирования	Количество индикаторных частиц, находящихся в пространстве чистого помещения при соответствующей скорости воздушного потока:								
	0,01 м/с	0,1 м/с	0,2 м/с	0,3 м/с	0,4 м/с	0,5 м/с	0,6 м/с	0,8 м/с	1 м/с
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
1	25	25	25	25	25	25	25	25	25
2	25	25	25	25	25	25	25	25	25
3	25	25	25	25	25	25	25	25	25
4	25	25	25	25	25	25	25	14	10
5	25	25	25	25	25	24	12	7	8
6	25	25	25	25	25	24	9	5	6
7	25	25	25	25	23	19	8	5	6
8	25	25	25	25	22	18	7	4	5
9	25	25	25	24	19	17	7	4	4
10	25	25	25	24	18	17	7	3	4
11	25	25	25	23	16	17	6	3	4
12	25	25	23	21	16	17	5	3	4
13	25	25	23	21	14	17	5	3	4
14	25	25	21	20	14	17	5	3	4
15	25	25	19	19	14	15	5	2	4
16	25	25	19	19	14	15	5	1	4
17	25	25	18	19	14	14	5	0	3
18	25	25	18	19	14	13	5	0	3
19	25	25	17	19	12	12	5	0	3
20	25	25	15	19	12	12	5	0	3
21	25	25	14	19	12	10	4	0	3
22	25	25	14	19	12	10	4	0	3
23	25	25	14	18	11	10	4	0	3
24	25	25	14	17	10	9	3	0	3
25	25	25	14	15	8	6	3	0	2
26	25	25	14	14	7	6	3	0	1
28	25	25	14	13	6	5	3	0	1
27	25	25	14	13	7	6	3	0	1
28	25	25	14	13	6	5	3	0	1
29	25	25	14	12	6	4	2	0	1
30	25	25	14	12	6	4	1	0	1

Эффективность удаления частиц при введении 25 индикаторных частиц
(введение частиц производилось в момент времени $t=2$ с)

Время, прошедшее с начала моделирования	Количество индикаторных частиц, находящихся в пространстве чистого помещения при соответствующей скорости воздушного потока:								
	0,01 м/с	0,1 м/с	0,2 м/с	0,3 м/с	0,4 м/с	0,5 м/с	0,6 м/с	0,8 м/с	1 м/с
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
1	0	0	0	0	0	0	0	0	0
2	25	25	25	25	25	25	25	25	25
3	25	25	25	25	25	25	25	25	25
4	25	25	25	25	25	25	25	25	24
5	25	25	25	25	25	25	25	17	17
6	25	25	25	25	25	25	22	13	15
7	25	25	25	25	25	16	19	10	14
8	25	25	25	25	22	14	17	8	14
9	25	25	25	25	15	13	16	8	11
10	25	25	25	24	11	12	16	8	9
11	25	25	25	21	11	12	15	7	9
12	25	25	25	19	10	12	14	7	9
13	25	25	25	16	10	12	13	6	7
14	25	25	25	16	9	12	13	5	7
15	25	25	25	16	9	12	12	5	7
16	25	25	22	15	9	12	12	4	7
17	25	25	22	15	9	11	10	3	5
18	25	25	20	14	9	9	8	3	5
19	25	25	20	14	9	9	8	3	4
20	25	25	19	14	9	9	8	3	3
21	25	25	17	14	9	8	6	3	3
22	25	25	16	14	9	8	5	3	2
23	25	25	16	14	9	8	4	3	2
24	25	25	16	12	9	8	4	3	2
25	25	25	16	11	9	7	4	1	2
26	25	25	15	11	9	6	4	1	2
27	25	25	15	11	9	6	4	1	2
28	25	25	15	10	8	6	4	1	2
29	25	25	15	10	8	6	4	1	2
30	25	25	15	9	8	5	4	1	1

Эффективность удаления частиц при введении 25 индикаторных частиц
(введение частиц производилось в момент времени $t=3$ с)

Время, прошедшее с начала моделирования	Количество индикаторных частиц, находящихся в пространстве чистого помещения при соответствующей скорости воздушного потока:								
	0,01 м/с	0,1 м/с	0,2 м/с	0,3 м/с	0,4 м/с	0,5 м/с	0,6 м/с	0,8 м/с	1 м/с
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
1	0	0	0	0	0	0	0	0	0
2	0	0	0	0	0	0	0	0	0
3	25	25	25	25	25	25	25	25	25
4	25	25	25	25	25	25	25	25	25
5	25	25	25	25	25	25	25	25	25
6	25	25	25	25	25	25	25	16	14
7	25	25	25	25	25	25	18	12	12
8	25	25	25	25	25	15	11	10	10
9	25	25	25	25	23	10	9	9	10
10	25	25	25	24	20	10	9	6	7
11	25	25	25	22	20	7	8	6	6
12	25	25	25	19	19	7	7	4	4
13	25	25	25	19	18	7	6	4	3
14	25	25	25	18	16	7	5	3	2
15	25	25	24	18	16	7	5	3	1
16	25	25	24	17	15	5	5	3	1
17	25	25	21	17	15	5	3	3	1
18	25	25	20	17	15	4	3	2	1
19	25	25	18	16	15	4	3	2	1
20	25	25	18	16	15	4	3	2	1
21	25	25	18	15	15	4	2	2	0
22	25	25	15	15	12	4	2	2	0
23	25	25	14	15	11	4	2	2	0
24	25	25	14	15	10	4	2	2	0
25	25	25	14	15	9	3	1	2	0
26	25	25	12	15	9	3	1	2	0
27	25	25	11	14	7	3	1	2	0
28	25	25	11	14	6	3	1	2	0
29	25	25	9	14	5	2	1	2	0
30	25	24	9	14	5	2	1	1	0

Эффективность удаления частиц при введении 25 индикаторных частиц
(введение частиц производилось в момент времени $t=4$ с)

Время, прошедшее с начала моделирования	Количество индикаторных частиц, находящихся в пространстве чистого помещения при соответствующей скорости воздушного потока:								
	0,01 м/с	0,1 м/с	0,2 м/с	0,3 м/с	0,4 м/с	0,5 м/с	0,6 м/с	0,8 м/с	1 м/с
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
1	0	0	0	0	0	0	0	0	0
2	0	0	0	0	0	0	0	0	0
3	0	0	0	0	0	0	0	0	0
4	25	25	25	25	25	25	25	25	25
5	25	25	25	25	25	25	25	25	25
6	25	25	25	25	25	25	25	25	25
7	25	25	25	25	25	25	25	19	13
8	25	25	25	25	25	24	15	9	12
9	25	25	25	25	25	13	10	8	5
10	25	25	25	25	21	9	8	8	2
11	25	25	25	24	16	8	6	8	1
12	25	25	25	20	12	7	5	5	1
13	25	25	25	17	10	6	4	5	1
14	25	25	25	16	10	4	4	5	1
15	25	25	25	14	9	3	3	5	1
16	25	25	24	13	9	3	3	5	1
17	25	25	24	13	9	3	3	5	1
18	25	25	23	13	9	3	3	4	1
19	25	25	22	13	9	3	3	4	1
20	25	25	20	12	8	3	3	4	1
21	25	25	20	12	8	3	3	4	1
22	25	25	18	12	8	3	3	4	1
23	25	25	18	12	8	3	3	4	1
24	25	25	18	12	8	3	3	4	1
25	25	25	18	12	8	3	3	4	1
26	25	25	18	12	8	3	3	4	1
27	25	25	17	11	8	3	3	4	1
28	25	25	17	11	8	3	3	4	1
29	25	25	17	11	8	3	3	4	1
30	25	25	17	11	7	3	3	3	0

Таблица для расчета параметров регрессии

$x = \ln(v)$	$y = \ln(t)$	$\ln(v)^2$	$\ln(t)^2$	$x \cdot y$
-2.3	3.34	5.3	11.17	-7.7
-2.3	3.24	5.3	10.49	-7.46
-2.3	3.3	5.3	10.89	-7.6
-2.3	3.36	5.3	11.29	-7.74
-2.3	3.23	5.3	10.41	-7.43
-2.3	3.14	5.3	9.86	-7.23
-2.3	3.09	5.3	9.55	-7.12
-2.3	3.2	5.3	10.23	-7.37
-2.3	3.34	5.3	11.13	-7.68
-2.3	3.32	5.3	11.03	-7.65
-1.61	2.84	2.59	8.06	-4.57
-1.61	2.82	2.59	7.96	-4.54
-1.61	2.9	2.59	8.42	-4.67
-1.61	2.91	2.59	8.48	-4.69
-1.61	2.87	2.59	8.26	-4.62
-1.61	2.8	2.59	7.86	-4.51
-1.61	2.88	2.59	8.29	-4.63
-1.61	2.89	2.59	8.35	-4.65
-1.61	2.86	2.59	8.16	-4.6
-1.61	2.71	2.59	7.37	-4.37
-1.2	2.65	1.45	7.04	-3.19
-1.2	2.67	1.45	7.11	-3.21
-1.2	2.49	1.45	6.22	-3
-1.2	2.73	1.45	7.44	-3.28
-1.2	2.74	1.45	7.51	-3.3
-1.2	2.79	1.45	7.79	-3.36
-1.2	2.64	1.45	6.96	-3.18
-1.2	2.62	1.45	6.89	-3.16
-1.2	2.61	1.45	6.81	-3.14
-1.2	2.67	1.45	7.11	-3.21
-0.92	2.48	0.84	6.17	-2.28
-0.92	2.5	0.84	6.26	-2.29
-0.92	2.57	0.84	6.62	-2.36
-0.92	2.6	0.84	6.77	-2.38
-0.92	2.49	0.84	6.22	-2.28
-0.92	2.4	0.84	5.75	-2.2
-0.92	2.6	0.84	6.74	-2.38
-0.92	2.49	0.84	6.22	-2.28
-0.92	2.42	0.84	5.84	-2.21
-0.92	2.52	0.84	6.34	-2.31
-0.69	2.36	0.48	5.57	-1.64
-0.69	2.41	0.48	5.79	-1.67
-0.69	2.51	0.48	6.3	-1.74
-0.69	2.28	0.48	5.21	-1.58
-0.69	2.44	0.48	5.97	-1.69
-0.69	2.49	0.48	6.22	-1.73

$x = \ln(v)$	$y = \ln(t)$	$\ln(v)^2$	$\ln(t)^2$	$x \cdot y$
-0.69	2.38	0.48	5.66	-1.65
-0.69	2.35	0.48	5.53	-1.63
-0.69	2.42	0.48	5.84	-1.67
-0.69	2.35	0.48	5.53	-1.63
-0.51	2.38	0.26	5.66	-1.22
-0.51	2.3	0.26	5.3	-1.18
-0.51	2.41	0.26	5.79	-1.23
-0.51	2.34	0.26	5.48	-1.2
-0.51	2.28	0.26	5.21	-1.17
-0.51	2.41	0.26	5.79	-1.23
-0.51	2.39	0.26	5.71	-1.22
-0.51	2.27	0.26	5.16	-1.16
-0.51	2.31	0.26	5.35	-1.18
-0.51	2.28	0.26	5.21	-1.17
-0.22	1.93	0.0498	3.73	-0.43
-0.22	1.96	0.0498	3.84	-0.44
-0.22	1.97	0.0498	3.9	-0.44
-0.22	2.17	0.0498	4.73	-0.49
-0.22	2.16	0.0498	4.68	-0.48
-0.22	2.07	0.0498	4.27	-0.46
-0.22	2.21	0.0498	4.88	-0.49
-0.22	2.09	0.0498	4.38	-0.47
-0.22	2.1	0.0498	4.43	-0.47
-0.22	2.17	0.0498	4.73	-0.49
0	1.95	0	3.79	0
0	1.87	0	3.5	0
0	1.96	0	3.84	0
0	2	0	4.01	0
0	2.07	0	4.27	0
0	2.09	0	4.38	0
0	2.12	0	4.48	0
0	2.15	0	4.63	0
0	2.03	0	4.11	0
0	1.96	0	3.84	0
-74.59	201.15	109.73	517.77	-209.06

Расчетная таблица для оценки качества параметров регрессии

$x = \ln(v)$	$y = \ln(t)$	$y(x)$	$(y_i - y_{cp})^2$	$(y - y(x))^2$	$(x_i - x_{cp})^2$	$ y - y_x : y$
-2.3	3.34	3.25	0.69	0.00904	1.88	0.0284
-2.3	3.24	3.25	0.52	8.3E-5	1.88	0.00281
-2.3	3.3	3.25	0.62	0.00268	1.88	0.0157
-2.3	3.36	3.25	0.72	0.0127	1.88	0.0335
-2.3	3.23	3.25	0.51	0.000439	1.88	0.00649
-2.3	3.14	3.25	0.39	0.0117	1.88	0.0344
-2.3	3.09	3.25	0.33	0.0246	1.88	0.0507
-2.3	3.2	3.25	0.47	0.00241	1.88	0.0154
-2.3	3.34	3.25	0.67	0.00774	1.88	0.0264
-2.3	3.32	3.25	0.65	0.00542	1.88	0.0222
-1.61	2.84	2.88	0.11	0.00142	0.46	0.0133

$x = \ln(v)$	$y = \ln(t)$	$y(x)$	$(y_i - y_{cp})^2$	$(y - y(x))^2$	$(x_i - x_{cp})^2$	$ y - y_x :y$
-1.61	2.82	2.88	0.0943	0.00307	0.46	0.0196
-1.61	2.9	2.88	0.15	0.000608	0.46	0.0085
-1.61	2.91	2.88	0.16	0.00127	0.46	0.0122
-1.61	2.87	2.88	0.13	1.0E-5	0.46	0.00111
-1.61	2.8	2.88	0.0835	0.00539	0.46	0.0262
-1.61	2.88	2.88	0.13	6.0E-6	0.46	0.000846
-1.61	2.89	2.88	0.14	0.000185	0.46	0.00471
-1.61	2.86	2.88	0.12	0.000412	0.46	0.0071
-1.61	2.71	2.88	0.0401	0.0263	0.46	0.0597
-1.2	2.65	2.66	0.0193	4.2E-5	0.0737	0.00244
-1.2	2.67	2.66	0.0234	5.6E-5	0.0737	0.00281
-1.2	2.49	2.66	0.000448	0.0277	0.0737	0.0668
-1.2	2.73	2.66	0.0456	0.00464	0.0737	0.025
-1.2	2.74	2.66	0.0513	0.00658	0.0737	0.0296
-1.2	2.79	2.66	0.0766	0.0173	0.0737	0.0471
-1.2	2.64	2.66	0.0155	0.000427	0.0737	0.00783
-1.2	2.62	2.66	0.0122	0.00123	0.0737	0.0134
-1.2	2.61	2.66	0.00916	0.00247	0.0737	0.019
-1.2	2.67	2.66	0.0234	5.6E-5	0.0737	0.00281
-0.92	2.48	2.51	0.000868	0.000434	0.00026	0.00838
-0.92	2.5	2.51	0.000167	1.8E-5	0.00026	0.00172
-0.92	2.57	2.51	0.00339	0.00447	0.00026	0.026
-0.92	2.6	2.51	0.0078	0.0094	0.00026	0.0373
-0.92	2.49	2.51	0.000448	0.000157	0.00026	0.00503
-0.92	2.4	2.51	0.0136	0.0116	0.00026	0.045
-0.92	2.6	2.51	0.00654	0.00801	0.00026	0.0345
-0.92	2.49	2.51	0.000448	0.000157	0.00026	0.00503
-0.92	2.42	2.51	0.00969	0.00807	0.00026	0.0372
-0.92	2.52	2.51	1.1E-5	0.000143	0.00026	0.00475
-0.69	2.36	2.39	0.0236	0.000647	0.0573	0.0108
-0.69	2.41	2.39	0.0115	0.000427	0.0573	0.00858
-0.69	2.51	2.39	2.3E-5	0.0152	0.0573	0.0491
-0.69	2.28	2.39	0.0538	0.0108	0.0573	0.0455
-0.69	2.44	2.39	0.00519	0.00314	0.0573	0.023
-0.69	2.49	2.39	0.000448	0.0114	0.0573	0.0429
-0.69	2.38	2.39	0.0182	4.6E-5	0.0573	0.00283
-0.69	2.35	2.39	0.0266	0.00122	0.0573	0.0148
-0.69	2.42	2.39	0.00969	0.000877	0.0573	0.0123
-0.69	2.35	2.39	0.0266	0.00122	0.0573	0.0148
-0.51	2.38	2.29	0.0182	0.00825	0.18	0.0382
-0.51	2.3	2.29	0.0449	0.000193	0.18	0.00603
-0.51	2.41	2.29	0.0115	0.014	0.18	0.0491
-0.51	2.34	2.29	0.0298	0.00282	0.18	0.0227
-0.51	2.28	2.29	0.0538	4.0E-5	0.18	0.00277
-0.51	2.41	2.29	0.0115	0.014	0.18	0.0491
-0.51	2.39	2.29	0.0158	0.01	0.18	0.0419
-0.51	2.27	2.29	0.0587	0.000275	0.18	0.00729
-0.51	2.31	2.29	0.0407	0.000568	0.18	0.0103
-0.51	2.28	2.29	0.0538	4.0E-5	0.18	0.00277
-0.22	1.93	2.13	0.34	0.0413	0.5	0.11

$x = \ln(v)$	$y = \ln(t)$	$y(x)$	$(y_i - y_{cp})^2$	$(y - y(x))^2$	$(x_i - x_{cp})^2$	$ y - y_x : y$
-0.22	1.96	2.13	0.31	0.0305	0.5	0.0891
-0.22	1.97	2.13	0.29	0.0258	0.5	0.0814
-0.22	2.17	2.13	0.12	0.0016	0.5	0.0184
-0.22	2.16	2.13	0.12	0.000819	0.5	0.0132
-0.22	2.07	2.13	0.2	0.0046	0.5	0.0328
-0.22	2.21	2.13	0.0937	0.00541	0.5	0.0333
-0.22	2.09	2.13	0.18	0.00184	0.5	0.0205
-0.22	2.1	2.13	0.17	0.000935	0.5	0.0145
-0.22	2.17	2.13	0.12	0.0016	0.5	0.0184
0	1.95	2.02	0.32	0.00481	0.87	0.0356
0	1.87	2.02	0.41	0.0206	0.87	0.0766
0	1.96	2.02	0.31	0.00304	0.87	0.0281
0	2	2.02	0.26	0.00019	0.87	0.00689
0	2.07	2.02	0.2	0.00266	0.87	0.025
0	2.09	2.02	0.18	0.00587	0.87	0.0366
0	2.12	2.02	0.16	0.0102	0.87	0.0477
0	2.15	2.02	0.13	0.0186	0.87	0.0634
0	2.03	2.02	0.24	0.000166	0.87	0.00635
0	1.96	2.02	0.31	0.00304	0.87	0.0281
-74.59	201.15	201.15	12.01	0.5	40.17	2.05