

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
«ДОНСКОЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Б.Ч. Месхи, Ю.И. Булыгин, Л.Н. Алексеенко,
Д.В. Деундяк, Г.В. Белушкина

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ОБРАЗОВАНИЯ,
ВЫДЕЛЕНИЯ И РАСПРОСТРАНЕНИЯ ВРЕДНЫХ ВЕЩЕСТВ
ОТ ТРАНСПОРТНЫХ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН.

АСПЕКТЫ БЕЗОПАСНОСТИ
И ОРГАНИЗАЦИИ ПРОИЗВОДСТВА

Монография

Ростов-на-Дону 2012

УДК 628.56:519.87:629.33:614.8
М 74

Рецензенты: д-р техн. наук, проф. А.Н. Чукарин
(РГУПС, г. Ростов-на-Дону);
д-р техн. наук, проф. Б.Я. Штейнберг
(ЮФУ, г. Ростов-на-Дону)

Месхи Б.Ч.

М 74 Моделирование процессов образования, выделения и распространения вредных веществ от транспортных и технологических машин. Аспекты безопасности и организации производства: моногр. / Б.Ч. Месхи, Ю.И. Булыгин, Л.Н. Алексеенко и др. – Ростов н/Д: Издательский центр ДГТУ, 2012. – 268 с.
ISBN 978-5-7890-0633-7

Монография посвящена современным методам и средствам математического и компьютерного моделирования процессов образования, выделения и распространения вредных веществ от транспортных и технологических машин. Ценность моделей образования и выделения токсичных веществ от источников загрязнения обусловлена тем, что они органически выстроены на базе моделей горения и могут быть использованы для целей инженерной экологии.

Материалы работы предназначены для широкого круга специалистов, в том числе занимающихся проектированием производственных участков и систем вентиляции помещений сборочно-обкаточных цехов, инженеров-проектировщиков ДВС, операторов ПЭК, а также аспирантов и студентов старших курсов, обучающихся по специальностям: «Двигатели внутреннего сгорания», «Автомобильный сервис», «Инженерная защита окружающей среды» и «Безопасность технологических процессов и производств».

УДК 628.56:519.87:629.33:614.8

Печатается по решению редакционно-издательского совета
Донского государственного технического университета

ISBN 978-5-7890-0633-7

© Месхи Б.Ч., Булыгин Ю.И.,
Алексеенко Л.Н. и др., 2012
© Издательский центр ДГТУ, 2012

ВВЕДЕНИЕ

На протяжении последних десятилетий возрастает актуальность изучения воздействия различных видов техногенных загрязнений на человека и окружающую среду. Так, в результате работы промышленных предприятий, технологических и транспортных машин в окружающую среду выбрасываются значительные количества газообразных и конденсированных продуктов, например оксиды углерода, азота и серы, альдегиды, бенз(а)пирен, сажа, свинец и др. При определенных метеорологических условиях даже незначительные выбросы загрязняющих веществ создают неблагоприятную экологическую обстановку. С другой стороны, для существующих машиностроительных производств, участков обкатки и испытаний объектов автотракторного машиностроения наиболее характерными и трудно-устраняемыми опасными и вредными производственными факторами (ОВПФ) являются: загазованность, запылённость и неудовлетворительные параметры производственного микроклимата в рабочей зоне.

Поэтому не вызывает сомнения, что задача снижения вредного воздействия технологических и транспортных машин на окружающую среду является одной из приоритетных. Решить её возможно за счёт реализации комплекса мероприятий как в источнике загрязнения (двигатель), так и на пути распространения методами физического и математического моделирования.

Научная значимость настоящей монографии лежит в области использования методов математического и компьютерного моделирования процессов формирования ОВПФ в производственной среде в штатных и аварийных чрезвычайных ситуациях с учётом комплексного характера их воздействия на человека. В связи с тем, что экспериментальное изучение вышеуказанных явлений является дорогостоящим, а в отдельных случаях не представляется возможным проводить полное физическое моделирование, представляют интерес теоретические методы исследования – методы

математического моделирования. В этом случае объект изучения не само явление, а его математическая модель, которая например, может представлять собой систему дифференциальных уравнений с соответствующими начальными и граничными условиями.

Именно этому в монографии уделяется наибольшее внимание.

При изучении процессов распространения и ассимиляции вредных веществ в окружающей и производственной средах важное значение имеет достоверное определение характеристик источников загрязнения. Учитывая, что источником является такой сложный объект, как ДВС, ценностью настоящей работы являются разработанные математические модели образования и выделения таких токсичных веществ как бенз(а)пирен и оксиды азота. Представленные модели токсичности органически выстроены на базе моделей горения, которые подробно освещены в монографии.

Следует отметить, что в монографии наряду с представленными математическими моделями, описывающими процессы образования, выделения и распространения вредных веществ от транспортных и технологических машин, представлено разработанное программное обеспечение, которое позволяет находить интенсивность выброса и оперативно определять опасные зоны загазованности в производственной и окружающей средах. Возможности компьютерного моделирования, реализованные в монографии, при решении поставленных задач определяют её практическую ценность.

Авторы выражают признательность рецензентам: доктору технических наук, профессору А.Н. Чукаину и доктору физико-математических наук, профессору А.Н. Соловьёву за ценные советы и помощь в работе.

ГЛАВА 1 Обзор моделей и методик образования и выделения вредных веществ в источниках загрязнения.

1.1. История развития теории рабочего процесса ДВС на пути к моделям токсичности.

С самого начала создания тепловых двигателей во всем мире велись работы по разработке теории рабочего процесса, расчетных методов его анализа. Целой плеядой ученых были выполнены исследования по установлению связей между параметрами индикаторного процесса, разработаны теоретические положения для исследования рабочего процесса в цилиндрах двигателей. Правда, на первых ступенях развития теории ДВС, в конце XIX и в самом начале XX столетия расчет производился весьма примитивно. Рассчитывали идеальный процесс по одному из известных термодинамических циклов (цикл Отто или Дизеля), а затем делали пересчет полученных результатов на действительные условия при помощи двух поправочных коэффициентов: первого – для перехода от теоретического среднего индикаторного давления к действительному и второго – для перехода от теоретического коэффициента полезного действия (КПД) к действительному. Подобные расчеты были практически формальными и не могли обеспечить надежных и достоверных результатов. Такое положение продолжалось вплоть до 1906г.

В 1906 году профессор В.И. Гриневецкий предложил метод теплового расчета, который в дальнейшем был развит и дополнен Е.К. Мазингом, Н.Р. Брилингом, Б.С. Стечкиным, А.Н. Воиновым, Н.В. Иноземцевым, И.И. Вибе, А.С. Орлиным, Н.А. Глаголевым, А.Э. Симсоном, Н.А. Иващенко, Ю.А., Р.З. Кавтарадзе, Ю.А. Магнитским, З.З. Мацем, А.П. Кудряшом, Н.Ф. Разлейцевым, Е.Е. Косовым, В.А. Звоновым, Р.М. Петриченко и многими другими учеными.

Сущность этого метода заключается в том, что вместо двух общих поправочных коэффициентов В.И. Гриневецкий ввел целый ряд частных параметров для отдельных элементов теплового расчета, которые были найдены путем анализа экспериментальных исследований нескольких двигателей.

Уровень указанных разработок был настолько высок, что основные методы расчетов применяются и в настоящее время.

В последующие годы было выполнено большое количество исследований, связанных с совершенствованием методов расчета рабочих процессов, в том числе процессов сгорания. Однако, несмотря на большое количество работ, посвященных вопросам исследования и расчетов процесса сгорания, до настоящего времени отсутствует подробная общепризнанная теория этого процесса [83], [40], [35]. Поэтому описание указанных процессов заменяется упрощенными методиками, пригодными для выполнения инженерных расчетов и исследований.

В истории моделирования рабочих процессов двигателей наибольшее распространение получил классический термодинамический анализ цикла по методу В.И. Гриневецкого и его модификации для многотопливных поршневых машин. Термодинамический анализ рабочего процесса основан на аппроксимации реального процесса идеализированным, а именно принятой совокупностью двух политропных, изохорного и изобарного процессов. Необходимые для аппроксимации коэффициенты выбирались на основании прошлого эмпирического опыта. Однако отказаться от условностей в этом расчете с его многочисленными опытными коэффициентами не удалось. Сам автор метода признавал: «...законченного и вполне достоверного метода расчета процесса сгорания с учетом протекания процесса во времени еще не существует».

Главным недостатком классического термодинамического анализа является пренебрежение временным фактором, что полностью исключает, например, параметрическую оптимизацию на его основе быстроходных двигателей, в которых процессы механической, физической и химической природы имеют сопоставимые характерные времена.

Другой недостаток стационарных термодинамических моделей выражается в необходимости задавать в исходные данные набор параметров, значения которых и связи между которыми изучены недостаточно. Например, такие как:

степень повышения давления, доля теплоты, выделенная к верхней мертвой точке, и многие другие характеристики процесса.

Кроме этого, термодинамический расчет ДВС нацелен на определение исключительно энергетических характеристик цикла, при этом существенная для целей экологии термохимия рабочего процесса остается за рамками расчетов.

Наконец, стационарные термодинамические модели ориентированы в основном на расчет номинального режима работы двигателя, давая серьезные искажения при оценке работы ДВС на частичных нагрузках.

Несмотря на перечисленные недостатки, простота и наглядность термодинамического подхода к анализу рабочего цикла двигателя определяют его привлекательность для инженерных расчетов. Такие простые модели, в которых рабочим телом являлся воздух, учитывают влияние степени сжатия на мощность и экономичность тепловой машины. Однако, когда в них были введены зависимости для определения термодинамических свойств продуктов сгорания, выяснилось значительное влияние на основные показатели двигателя соотношения «топливо-воздух». Именно из-за невозможности достоверно моделировать процесс сгорания и возникает множество проблем. Процесс горения пытались моделировать лишь путем недостаточно обоснованного добавления теплоты в цикл. Кроме того, процесс теплообмена описывался переносом определенного усредненного количества теплоты в каждой стадии цикла тепловой машины.

Естественно, что распространение простых термодинамических методов расчета тепловых машин среди исследователей многих стран было связано, с одной стороны, ограниченными на тот период времени возможностями вычислительной техники, а с другой стороны, недостаточным базовым уровнем знаний и неспособностью математически выразить сложные физические и химические явления, протекающие в двигателе.

С появлением у исследователей высокопроизводительных ЭВМ появилась реальная возможность резко увеличить объем вычислений, что необходи-

мо при создании достоверных моделей нестационарных термодинамических и термохимических процессов. В таких моделях горения двигатель условно делился на несколько термодинамических систем. Для каждой из таких систем записывались уравнения сохранения энергии, массы и состояния, проводилась аппроксимация процесса теплопередачи и степени превращения энергии химических реакций. В последующем полученные термодинамические уравнения интегрировались по периоду за один рабочий цикл.

В этих моделях рассматривались цилиндр, всасывающая система, выпускная система, турбокомпрессор или нагнетатель как отдельные системы. По всему тракту двигателя свойства рабочего тела имели некоторые усредненные значения, если не рассматривался двигатель с искровым зажиганием, в котором при сгорании топлива наблюдаются четко различимые зоны. В последнем случае каждая из зон рассматривалась как отдельная термодинамическая система.

Дальнейшее увеличение возможностей компьютеров привело к тому, что ограничивающим и сдерживающим фактором в развитии моделирования стали наши способности математически описать такие сложные явления, протекающие в двигателе, как сгорание, тепломассообмен и многое другое. Как известно, выражения для определения количества отведенной теплоты, используемые в нестационарных математических моделях, были получены в основном при обработке экспериментальных данных и являются справедливыми только для определенных типов двигателей. В них также не учитываются ни особенности системы зажигания, ни особенности размещения ее в камере сгорания, несмотря на то, что теплопередача является функцией этих параметров. Характеристики скорости сгорания также определялись при анализе экспериментальных данных, полученных для определенных конструкций камер сгорания. Поскольку они были не связаны с фундаментальными параметрами, такими как турбулентность потока в цилиндре, скорость воспламенения и т.д., то они имеют весьма ограниченное применение к другим конструкциям камер сгорания.

Несмотря на вышеперечисленные недостатки, модели нестационарных термодинамических процессов получили более широкое распространение, чем

стационарные термодинамические модели, из-за того, что они способны с определенной точностью оценить влияние на основные характеристики двигателя таких параметров, как время сгорания, характер кривой тепловыделения и ее производных, жесткость процесса сгорания, момент окончания, степень сжатия и т.д.

При использовании на практике нестационарных термодинамических моделей было выяснено, что хотя свойства рабочего тела по всей системе различны, использование усредненных значений свойств приводит к достаточно удовлетворительным результатам.

Положение серьезно изменилось после ужесточения требований к составу выпускных газов ДВС и введения европейских стандартов токсичности выбросов. При расчетах состава выпускных газов применение усредненных значений свойств рабочего тела приводит, в частности, к получению заниженных значений концентраций оксидов азота (NO_x). Это объясняется тем, что скорости химических реакций, протекающих в двигателе, в том числе и реакции, ведущие к образованию NO_x , в значительной степени зависят от локальных температур и концентраций реагирующих компонентов. Следовательно, возникает необходимость определения пространственного распределения температуры по объему камеры сгорания. Подобное выполнить в рамках нестационарной или, тем более, стационарной термодинамической модели не представляется возможным.

Таким образом, необходимость создания подробной математической модели сложных явлений, происходящих в дизельном и карбюраторном двигателях, стала еще более очевидной в связи с возросшими возможностями компьютеров и успехами в детальном моделировании химии горения.

Детальное математическое моделирование основано на том, что рабочий процесс поршневого двигателя определяется в равной степени как молекулярно-физическими процессами в камере сгорания, так и кинетикой протекающих в ней химических реакций. Этот подход применяется активно с начала 90-х гг. Несмотря на сложность программной реализации моделей и потребность в зна-

чительных вычислительных ресурсах, он становится основным, поскольку позволяет довольно точно моделировать процессы в ДВС.

К примеру, широко известна химико-кинетическая модель НСТ, разработанная в Ливерморе (США) Ч. Уэстбруком и У. Питцем. При использовании ее на супер-ЭВМ с распараллеливанием вычислений, появилась возможность решать задачу кинетических превращений цетана, где взаимодействие с кислородом может проходить 1200 способами по 7000 химических реакций в каждом. Однако, применимость этой модели для целей оптимизации, когда необходимо производить большое количество расчетов, весьма ограничена из-за значительных затрат машинного времени.

1.2. Обзор и анализ моделей токсичности источников загрязнений.

1.2.1 Модели горения как основа для моделирования образования и выделения вредных веществ

Вопросы образования ВВ при горении углеводородных топлив нашли отражение в трудах Зельдовича Я.Б. [50], Лукачева С.В. [62], Смайлиса В.И. [86, 85], Кульчицкого А.Р. [58], Махова В.З. [47], Звонова В.А. [48], Разлейцева Н.Ф. [81, 60], Лоскутова А.С. [60] и других авторов.

Физико-химическое моделирование процессов образования вредных веществ базируется на моделях горения топлив соответствующих типов двигателей. Поэтому сначала рассмотрим модели горения с тем, чтобы уяснить специфику построения в дальнейшем моделей образования токсичных компонентов в ДВС. Широкое распространение получили модели: капельного, мольного, поверхностного и диффузионного горения [8].

В *моделях капельного горения* (рис.1.1) основной единицей расчета процесса горения является одиночная капля топлива. Диффузионный фронт пламени, окружающий каплю, разделяет зону смеси продуктов горения и окислителя с одной стороны, и зону смеси паров топлива и продуктов горения, а также жидкого топлива – с другой стороны. Местоположение фронта пламени определяется из условия стехиометрического соотношения топлива и окислителя в

зоне горения ($\alpha=1$). Расчёт процесса горения в дизеле на основе горения множества капель дает возможность учета микрораспределения температуры и концентрации окислителя.

Однако макрораспределение этих величин в объеме КС определяется не отдельными каплями, а топливными неоднородностями в масштабе КС. Кроме того, вероятность существования отдельных капель при максимальных температурах горения невелика. Жидкая струя топлива при критических термодинамических условиях ведет себя как турбулентная газообразная струя. Соотношение паровой и капельной фаз в топливной струе является функцией параметров топливоподачи и условий в камере сгорания, а это оказывает влияние на условия горения и образования вредных веществ. Расчет образования, например, NO_x по такой модели ведется на основании равновесной термодинамики, базирующейся на средних температурах и не учитывающей изменений полей температуры и концентрации окислителя во времени, и не описывает адекватно физику процесса образования и разложения NO_x в дизеле.

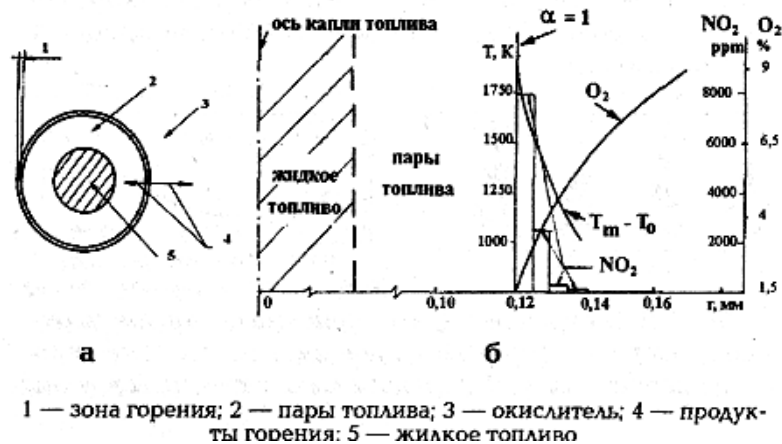


Рис. 1.1 Модель (а) и схема (б) расчета полей температуры, концентрации окислителя и оксида азота по капельной модели. $P=30 \text{ bar}$, $N_2=79\%$, $T_{\text{пл}}=2700\text{K}$, $T_0=850 \text{ K}$

Согласно *моделям мольного горения* все топливо, находящееся в камере сгорания, сгорает в виде отдельных молей. На рис. 1.2 $T_{\text{ПСi}}$ - температура отдельных молей, T_0 - температура сжатия; NO_i - концентрация оксида азота в каждом моле; NO_Σ - изменение суммарной концентрации оксида азота в КС.

Величина молей либо одинаковая, либо пропорциональна тепловыделению за некоторый промежуток времени. Сгорание молей происходит или при стехиометрических условиях ($\alpha = 1$), или при $\alpha = \alpha_{\text{ср}}$ по всей камере сгорания. Концентрация кислорода в продуктах сгорания отдельного моля является функцией α . Температурное поле в каждый момент времени определяется совокупностью температур продуктов сгорания от каждого моля. Искусственное разделение объема камеры сгорания на отдельные не перемешивающиеся зоны исключает возможность учета влияния тепло- и массопереноса между этими зонами, что ведет к искажению температурного и концентрационного полей в КС. Ошибка увеличивается вследствие осреднения состава продуктов сгорания и температуры в этой зоне и не позволяет учитывать микрораспределение этих параметров, искажая оценку характера образования NO_x , зависящего от локальных, а не от средних параметров.

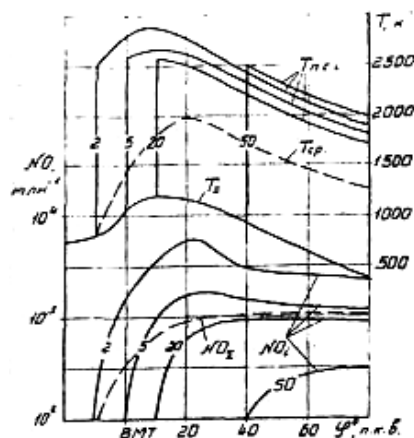


Рис. 1.2 Схема расчета температурных и концентрационных полей в КС дизеля в моделях мольного горения.

Модели поверхностного горения основаны на том, что топливный факел представляет собой единое целое, и горение происходит на общей поверхности. Топливо, подаваемое во время горения, попадает в центр топливного факела, образуя переобогащённые зоны, где образуется сажа. В переобеднённых зонах, совпадающих с зоной горения, происходит процесс окисления азота. Изменение температуры и концентрации окислителя в зоне образования оксида азота является фактически функцией среднего коэффициента избытка воздуха и тепловыделения $\alpha_{\text{ЛОК}}$.

В этих трех типах моделей процесса горения в дизеле не учитывается взаимовлияние процессов смешения и горения, поэтому непрерывные поля температуры и концентрации окислителя и топлива заменяются дискретными осредненными значениями. Не рассматривается также вопрос распространения пламени и особенности образования оксида азота в этот период. Не учитывается роль диффузии продуктов сгорания из зоны горения, а оксида азота – из зоны его образования. Фактически для расчета процесса образования NO в дизеле применяются модели горения гомогенных смесей.

Модель диффузионного горения имеет качественное отличие от этих трех моделей. Эта модель учитывает нестационарность переменных полей температуры и концентраций в КС двигателя.

Процесс сгорания состоит из двух фаз:

1) фазы нестационарного формирования на изостехиометрической поверхности F диффузионного фронта пламени – это процесс охвата пламенем топливно-воздушного факела в зоне от нижнего до верхнего концентрационного пределов горения;

2) фазы квазистационарного горения топлива в диффузионном пламени.

Процесс окисления азота начинается с температур, характерных для протекания химической реакции горения в области лимитирующего влияния выгорания, что соответствует диффузионному режиму горения. Если поле температур достигает диапазона от адиабатической температуры горения до адиабатической температуры сжатия, то в объеме КС все количество оксида азота можно разделить на закаленное и незакаленное.

В конце процесса горения практически весь оксид азота переходит в закаленное состояние, поэтому можно считать, что количество оксида азота в продуктах сгорания обуславливается величиной массового потока G_{NO} через изостехиометрическую поверхность закалки. Нахождение этой поверхности определяется степенью подвижности реакции окисления азота при диффузионном горении. Общее количество оксида азота в отработавших газах дизеля

находится как интеграл по поверхности закали F_3 , рассчитанный с учетом распределения температур по поверхности F :

$$NO_{OG} = \int_0^{\tau} d\tau \int_0^{F_k} G_{NO} dF_k$$

Следовательно, определяющее влияние на образование оксида азота оказывает значение температуры во фронте пламени. Концентрация кислорода в зоне образования NO, т.е. относительно зоны с $\alpha = 1$, меняется менее интенсивно; концентрация азота практически постоянна.

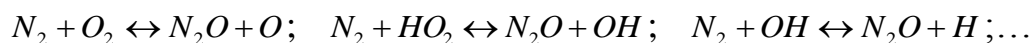
1.2.2 Основные механизмы образования оксидов азота при сжигании углеводородных топлив

Основным токсичным компонентом ОГ являются оксиды азота NO_x . Они образуются в камере сгорания двигателя при окислении азота, содержащегося в воздухе, и из азотсодержащих молекул топлива. Определяющее влияние на эмиссию оксидов азота NO_x оказывает температура в КС. Наиболее интенсивно образование оксидов азота происходит в первой фазе сгорания до момента достижения максимальной температуры сгорания, и особенно в период быстрого взрывного горения. Доля оксидов азота NO_x в суммарных токсичных выбросах составляет 30-80% по массе и 60-95% по эквивалентной СО токсичности [75]. Токсичность диоксида азота NO_2 в 7 раз выше токсичности монооксида азота NO. Количество NO_x , выбрасываемых машиной с ОГ, зависит от факторов: типа двигателя, режима его работы, параметров рабочего процесса и от параметров окружающей среды.

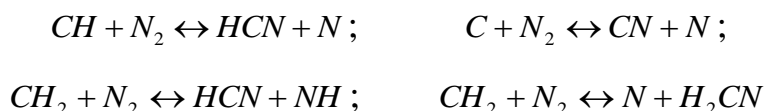
В настоящее время выделяют четыре основных механизма образования оксидов азота при горении углеводородных топлив [75,24].

1) Топливный механизм – через реакции перехода в оксид части азота, содержащегося в топливе в связанном виде. Содержание азота в дизельном топливе не превышает 0,02 - 0,05 %, поэтому концентрация «топливного» монооксида азота NO в выхлопных газах не превышает 3-6 % общего выброса монооксида азота NO.

2) N_2O механизм – через реакции с образованием N_2O как промежуточного компонента. Этот механизм реализуется в низкотемпературных зонах камеры сгорания, для него характерны следующие реакции:

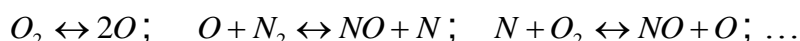


3) «Быстрый» механизм – через взаимодействие азота N_2 с углеводородными радикалами. Этот механизм реализуется также в низкотемпературных зонах КС и может идти через разрушение N_2 в реакциях [75]:



Реакция образования оксидов азота NO_x из атомарного азота может завершаться за 0,1 мс, поэтому монооксид азота NO обнаруживается на очень ранних стадиях процесса горения.

4) Термический механизм – окисление азота в зонах высоких температур КС. Этот механизм предложен Зельдовичем Я.Б. [50] и не связан непосредственно с процессом горения. Реакции образования NO эндотермические, при температурах выше 1900÷2000 К они идут с большой скоростью. При таких температурах становится заметной диссоциация молекулярного кислорода воздуха, которая дает толчок цепным реакциям:



Название “термический” используется потому, что реакция $O + N_2 \xrightarrow{k_1} NO + N$, где $k_1 = 1.8 \cdot 10^{14} \cdot \exp\left(-318 \frac{\text{кДж}}{\text{моль} \cdot RT}\right) \frac{\text{см}^3}{\text{моль} \cdot \text{с}}$ имеет очень высокую энергию активации из-за сильной связи в молекуле N_2 , поэтому она быстрая только при высоких температурах. Процессы окисления азота идут медленнее, чем процессы окисления топлив. Характерный период задержки образования оксидов азота NO_x составляет 4 мс.

Если в газовой смеси содержатся пары воды, механизм образования монооксида азота может быть комбинированным, включающим реакции взаимодействия азота с гидроксильными радикалами, которые могут протекать только при высокой температуре:



1.2.3 Существующие модели образования окислов азота

Моделей образования оксидов азота существует довольно много [50, 62, 47, 48, 81, 60].

Модель Звонова В.А.–Махова В.З.

Основными типами физических моделей условий и процессов, определяющих процесс образования окислов азота в цилиндре дизеля, являются: модель *гомогенной смеси*; модель *стехиометрического слоя*; *многозональная объемная модель* [47, 48, 81, 60].

Модель гомогенной смеси используют для расчета процесса образования окислов азота в карбюраторных двигателях, модель стехиометрического слоя – в дизельных двигателях, а многозональные модели – дизелях и в карбюраторных двигателях с расслоением заряда.

В основу модели *стехиометрического слоя* положены два основных допущения.

Первое допущение базируется на экспериментальном факте, что процесс диффузионного сгорания в цилиндре дизеля протекает в дискретном фронте пламени при стехиометрическом составе смеси $\alpha = 1$.

Второе допущение следует из некоторой аналогии процессов горения в дизеле и горения не перемешанных газов. В обоих случаях процессы смесеобразования, воспламенения и горения протекают со сдвигом во времени.

Для последнего случая при равновесии скоростей смешения и химической реакции Я.Б.Зельдович показал [50], что при быстром горении не перемешанных газов в зоне реакции получается в точности такая же концентрация продуктов горения, как если бы мы перемешали горящие газы в стехиометрическом отношении, а температура в зоне горения равна температуре при постоянном давлении стехиометрической смеси рассматриваемых газов. То есть, температуру и состав продуктов сгорания определяем при условии:

$$\alpha = 1, T = F(\alpha = 1, p = \text{const}).$$

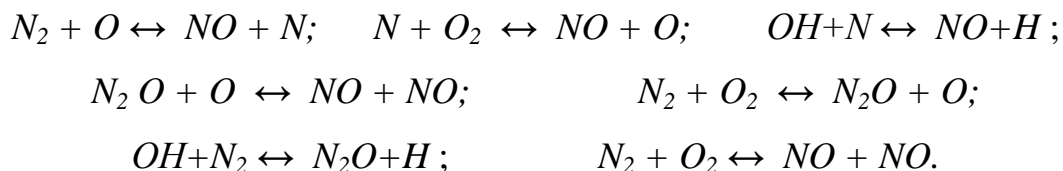
Наиболее полно основные положения стехиометрической модели процесса образования окислов азота в дизелях приведены в работах В.А. Звонова [48], В.З. Махова [47] и сводятся к следующему:

- сгорание основной массы топлива происходит в зонах смеси стехиометрического состава с $\alpha_{c2} = 1$;
- продукты сгорания однородны по составу - гипотеза "полного смешения" продуктов сгорания;
- температура в зоне продуктов сгорания одинакова во всех точках в данный момент времени;
- содержание компонентов газовой смеси в зоне продуктов сгорания соответствует условиям равновесия;
- образование окислов азота происходит в зонах продуктов сгорания топливовоздушной смеси стехиометрического состава с $\alpha_{c2} = 1$, т. е. в зонах, где сгорает основная масса топлива;
- давление в любой точке камеры сгорания одинаково в данный момент цикла;
- закон выгорания топлива $x_m(\varphi)$, индикаторная диаграмма $P(\varphi)$ и параметры заряда цилиндра известны;
- закон выгорания топлива связан с долей выделившегося тепла соотношением: $x(\varphi) = x_m(\varphi) - x_Q(\varphi)$;
- средняя температура газов в цилиндре T определяется по уравнению состояния;
- текущее значение температуры воздуха, не участвующего в сгорании топлива, рассчитывается по уравнению адиабаты;
- температура продуктов сгорания T_{nc} определяется для каждого момента цикла из уравнения баланса энтальпий с учетом потерь теплоты на недогорание и диссоциацию продуктов сгорания.

Модель стехиометрического слоя сравнительно проста. Программы на ее основе требуют небольших затрат машинного времени (до 5 минут на один расчетный вариант) и имеют допустимую погрешность расчетов, не превышающую 15%. Эта модель отражает специфику процесса сгорания в дизелях приближенно и не лишена существенных недостатков. Один из них состоит в том, что не учитывается концентрационная неоднородность на макроуровне, характерная для диффузионного пламени. Приближенный характер также носит гипотеза о равновесном составе продуктов сгорания. Так, например, в зонах продуктов сгорания с $\alpha_{C_2} = 1$ практически должны отсутствовать продукты неполного сгорания топлива CO и CH. Однако в пробах газа, полученных опытным путем, обнаруживают до 5 - 10% CO и O₂.

Модель Лоскутова А.С.

Анализ схем реакций азотной кинетики позволил представить механизм образования окиси азота в виде следующей совокупности кинетических выражений:



При этом выделяются три основные группы методов расчета выбросов окислов азота с ОГ двигателей:

- по равновесным концентрациям реагирующих веществ;
- на основе классического цепного механизма Я.Б. Зельдовича;
- на основе расширенного механизма Я.Б. Зельдовича.

Первая группа методов используется в задачах оптимизации геометрических параметров камер сгорания. Для расчета динамики образования NO в цилиндре двигателей используют в основном третью группу методов. При этом для упрощения вычислений систему дифференциальных уравнений, описывающую общий процесс образования NO, сводят к единому определяющему дифференциальному уравнению со следующими допущениями:

- применяют принцип квазистационарных концентраций для N, O, N₂O и других компонентов, концентрации которых в процессе образования NO малы и достигают быстро квазистационарного состояния;

- углеводородные реакции в зоне пламени достигают химического равновесия одновременно с окончанием процесса тепловыделения, поскольку скорости пламенных реакций приблизительно на два порядка выше скоростей послепламенных реакций;

- состав действительных концентраций веществ в зоне продуктов сгорания принимают равновесным, несмотря на отставание реакций окисления азота относительно реакций окисления углеводородов.

Параллельно с определяющим дифференциальным уравнением, описывающим выход NO, решают систему нелинейных алгебраических уравнений для расчета равновесного состава продуктов сгорания для каждого момента рабочего цикла двигателя. Поскольку скорости сгорания достаточно велики, то сгоревшие газы близки к состоянию термодинамического равновесия. Это позволяет вместо реальных концентраций [O₂], [O] и других использовать при расчетах равновесные концентрации [O₂]_p, [O]_p, [N₂]_p.

Дифференциальное уравнение, описывающее процесс образования NO по механизму Зельдовича Я.Б., имеет следующий вид:

$$\frac{dNO}{d\tau} = R_{+1} - R_{-1} + R_{+2} - R_{-2},$$

где $R_{\pm j}$ – скорости прямых и обратных реакций: $R_{+1} = K_{+1} \cdot [N_2] \cdot [O]$; $[N_2]$, $[O]$ – концентрации реагирующих веществ; $K_{\pm j}$ – константы скоростей реакций.

Используя принцип квазистационарных концентраций для O и NO, правомерность которого обоснована многими исследователями, текущую концентрацию атомарного азота выражают через равновесные значения реагирующих веществ, приравняв скорости реакций $\frac{dN}{d\tau} = -\frac{dO}{d\tau} = 0$:

$$[N] = [N_p] \cdot \left[(\alpha' \cdot R_{1p} + R_{2p}) / (R_{1p} + \alpha' \cdot R_{2p}) \right],$$

где $\alpha' = [NO]/[NO]_p$ и $K_1 = R_{1p}/R_{2p}$.

Поскольку реакции рекомбинации $N_2 + M \leftrightarrow N + N + M$ достаточно медленны, то в процессе образования NO атомарный азот не будет находиться в равновесии с N_2 , и квазистационарная концентрация определяется только кинетическими реакциями $N_2 + O \leftrightarrow NO + N$ и $N + O_2 \leftrightarrow NO + O$. После соответствующих преобразований получают уравнение, определяющее динамику изменения концентраций NO во времени:

$$\frac{dNO}{d\tau} = 2 \cdot (1 - \alpha'^2) \cdot R_{1p} / (1 + \alpha' \cdot k_1) \quad (1.1)$$

Так как образование NO в дизеле происходит в переменном объеме камеры сгорания, то концентрацию реагирующих веществ принято в моделях выражать в объемных долях r_i , а отчет времени вести в град. п.к.в. φ .

Тогда уравнение (1.1), описывающее образование NO в дизеле в размерности 1/град. п.к.в., приводится к следующему виду:

$$\frac{dr_{NO}}{d\varphi} = 2 \cdot 10^3 \cdot P \cdot R_{1p} (1 - \alpha''^2) / (6 \cdot n \cdot T \cdot R \cdot (\alpha'' \cdot R_{1p} / R_{2p} + 1)), \quad (1.2)$$

где $\alpha'' = k_2 \cdot \left[r_{O_2} \right]_p / \left[r_N \right]_p$ – отношение действительной концентрации окиси азота к равновесной;

$R_{1p} = K_{+1} \cdot \left[r_{N_2} \right]_p \cdot \left[r_O \right]_p$, $R_{2p} = K_{+2} \cdot \left[r_{O_2} \right]_p \cdot \left[r_N \right]_p$ и т.д. –

скорости реакций при равновесных значениях концентраций реагирующих веществ; P – давление газов в цилиндре, МПа; n – частота вращения коленчатого

вала, об/мин.; T – температура продуктов сгорания, К; $\left[r_{N_2} \right]_p, \left[r_O \right]_p$ и т.д. –

равновесные концентрации реагирующих веществ, об. доли; R – газовая постоянная, равная 8,314 кДж/кмоль·К; $K_{\pm j}$ – константы скоростей прямых и обратных реакций, м³/кмоль·с.

Далее, используя принцип квазистационарных концентраций для N, O, N₂O, OH, после преобразований по аналогии с (1.1) и (1.2) для расширенного кинетического механизма получают окончательное дифференциальное уравнение, решаемое численными методами. На основании исследований, проведенных в [60], находятся коэффициенты аппроксимации констант равновесия и констант скоростей реакций, которые используются при решении уравнения.

Модель образования оксидов азота по МГТУ им. Баумана

Многозонная модель разработана в МГТУ им. Н.Э. Баумана на кафедре «Поршневые ДВС» Иващенко Н.А. и Кавтарадзе Р.З. [51].

Данная расчетная методика позволяет определить локальные концентрации оксидов азота в различных зонах объема камеры сгорания. Расчет производится в два этапа.

На первом этапе объем цилиндра двигателя делится на конечное число зон, и производится расчет распределения топлива по этим зонам, который использует расчетную программу “Fakel”. Далее рассчитываются процессы испарения и сгорания топлива в отдельных зонах, процесс теплообмена, как между отдельными зонами, так и между рабочим телом и стенками КС. Первый этап завершается получением локальных нестационарных температур в объеме КС.

На втором этапе решения используются полученные значения температуры для расчета изменения локальных концентраций оксидов азота в рабочем цикле в зависимости от угла поворота коленчатого вала. При этом применяется так называемый расширенный механизм Зельдовича.

Расчет концентрации оксидов азота проводится также в два этапа.

На первом этапе определяются парциальные давления компонентов - веществ, участвующих в реакциях на основе условия химического равновесия. При этом учитываются изменения концентраций девяти компонентов – H₂O, O₂, H₂, CO₂, CO, N₂, OH, O, H, образовавшихся в результате химических реакций горения. Концентрации данных веществ определяются в дальнейшем на

основе закона действующих масс, при этом учитываются три химические реакции окисления и две реакции диссоциации.

На втором этапе, определив парциальные давления этих девяти компонентов, учитывая условия химического равновесия, определяют концентрации NO на основе расширенного механизма Зельдовича.

По закону действующих масс для реакций цепного механизма образования NO уравнение скорости образования NO имеет вид:

$$\frac{d[NO]}{d\tau} = K_{1V} \cdot [N_2] \cdot [O] - K_{1R} \cdot [NO] \cdot [N] + K_{2V} \cdot [O_2] \cdot [N] - K_{2R} \cdot [NO] \cdot [O] + K_{3V} \cdot [N] \cdot [OH] - K_{3R} \cdot [NO] \cdot [H],$$

где выражения в квадратных скобках обозначают концентрации соответствующих продуктов реакций, а индексы при константах скоростей реакций кроме номера реакции указывают ее направление: V – прямая реакция, R – обратная. Коэффициенты, входящие в выражение, определяющие константы скорости реакций по закону Аррениуса, а также энергии активации, определяются в модели на основе анализа многочисленных эмпирических данных. Граничные условия (температура и коэффициент избытка воздуха), при которых определены эти константы, максимально соответствуют условиям процесса сгорания в ДВС.

Метод расчета локальных концентраций NO_x в объеме КС и скоростей их изменения по ходу рабочего процесса дизеля отличается от других моделей тем, что количество выделенных зон не ограничено. Данная модель позволяет определить локальные образования NO_x в зависимости от реальных факторов: распределение топлива по объему КС, вихревое движение заряда, скорости испарения и сгорания, локальной температуры рабочего тела в цилиндре.

1.2.4 Образование и выделение газообразных углеводородов и бенз(а)пирена

Горение углеводородных топлив в двигателях приводит к образованию и выбросу вредных веществ, среди которых присутствует широкий класс соеди-

нений с общим названием «несгоревшие» углеводороды (C_nH_m). К ним относят как топливо, выбрасываемое из камеры сгорания в виде капель или пара, так и продукты разложения исходного топлива на углеводороды меньшей молекулярной массы. Кроме того, в процессе горения создаются условия для синтеза более тяжелых углеводородов. То есть, под несгоревшими углеводородами подразумевается целый спектр органических соединений.

Классификацию углеводородов проводят по следующим структурным признакам, определяющим свойства этих соединений [62]:

- строение углеродной цепи;
- наличие в цепи кратных связей между атомами углерода, двойных $C - C$ и тройных $C \equiv C$ (степень насыщенности).

В состав молекул ароматических углеводородов входит одно или несколько бензольных колец с шестью атомами углерода и тремя двойными связями. Углеводороды, образованные на основе соединения двух и более бензольных колец в молекуле, объединяются в класс полициклических ароматических углеводородов (ПАУ). Первым углеводородом ароматического ряда является бензол – C_6H_6 . Двойные связи бензольного кольца не имеют строго фиксированного положения, как у других углеводородов, а непрерывно и самопроизвольно меняются местами с одинарными связями, поэтому структурную формулу бензольного кольца с распределением двойных и одинарных связей рассматривают как условную. Широкий спектр ПАУ группируется по принципу соединения бензольных колец. По своей структуре ароматические углеводороды подобны нафтенам, в них содержится меньше водорода, поэтому у таких соединений более высокая склонность к образованию сажи.

Степень неблагоприятного воздействия отдельных групп углеводородов существенно отличается, а их сравнительную оценку можно провести по утвержденным санитарным нормам ПДК. Наименьшими токсическими свойствами обладают предельные алифатические углеводороды (ПДК на уровне 60-300 мг/м³, класс опасности - 4); далее следуют непредельные алифатические и нафеновые углеводороды, а также ароматические углеводороды с числом колец до

двух включительно ($\text{ПДК}_{\text{атм.}}=0,003-3,0\text{мг/м}^3$, $\text{ПДК}_{\text{рз}}=15-100\text{мг/м}^3$, класс опасности - 2-4). Для ПАУ (фенантрен, пирен) установлены еще более низкие ПДК, хотя и только для воздуха РЗ ($\text{ПДК}_{\text{рз}} = 0,03-0,8 \text{ мг/м}^3$, класс опасности - 1-2). Особое место в этом списке занимает $\text{C}_{20}\text{H}_{12}$ (класс опасности -1), предельно допустимые концентрации которого как для атмосферного воздуха, так и для воздуха РЗ на несколько порядков жестче, чем для углеводородов любой группы. Это связано с тем, что $\text{C}_{20}\text{H}_{12}$, как было сказано в главе 1, обладает способностью вызывать раковые заболевания у живых организмов и мутацию клеток.

В работе [62] подчеркивается особая роль бенз(а)пирена в группе канцерогенных ПАУ, так как это соединение достаточно стабильно, что позволяет ему накапливаться и переноситься на большие расстояния. Кроме того, ни в одном исследовании не было обнаружено отсутствие $\text{C}_{20}\text{H}_{12}$ при наличии других ПАУ. На основе этих выводов в отечественной практике и приняты ПДК только для одного канцерогенного ПАУ - бенз(а)пирена.

При горении топлив, содержащих в своем составе ароматические углеводороды, образование $\text{C}_{20}\text{H}_{12}$ может идти двумя путями: посредством прямой конденсации бензольных колец и в результате распада ароматических структур на углеводородные фрагменты, которые затем полимеризуются с образованием ПАУ (в том числе и $\text{C}_{20}\text{H}_{12}$).

Анализ схемы синтеза ПАУ, с учетом принятых допущений, позволил сформулировать в [62] модельное дифференциальное уравнение для концентрации $\text{C}_{20}\text{H}_{12}$ в источнике образования ВВ:

$$\frac{d[\text{C}_{20}\text{H}_{12}]}{d\tau} = K_1 \cdot [\text{C}_2\text{H}_2]^m - K_2 \cdot [\text{C}_2\text{H}_2]^n \cdot [\text{C}_{20}\text{H}_{12}] \quad (1.3)$$

где τ - текущее время (сек); первое слагаемое правой части описывает образование $\text{C}_{20}\text{H}_{12}$ из C_2H_2 (об. %), второе слагаемое - переход $\text{C}_{20}\text{H}_{12}$ в более тяжелые ПАУ, константы K_1 и K_2 определяются из эксперимента.

В [62] Лукачев С.В. предположил, что показатели степени имеют порядок: $m \sim 5$, $n \sim 2$ и их можно уточнить с помощью экспериментальных данных. Свою модель образования и выгорания бенз(а)пирена он рассчитывал для ра-

кетных и самолетных двигателей, а также для топок котельных, а в нашем случае рассматриваются комбайновые, тракторные и автомобильные двигатели.

Учитывая, что время работы τ и угол поворота коленвала φ связаны соотношением $d\varphi = \omega \cdot d\tau$, после преобразований (1.3) получим уравнение, которое далее используем для оценки токсичности машин по $C_{20}H_{12}$ [24]:

$$\frac{d[C_{20}H_{12}]}{d\varphi} = \frac{1}{\omega} [K_1 \cdot [C_2H_2]^3 - K_2 \cdot [C_2H_2]^2 \cdot [C_{20}H_{12}]] \quad (1.4)$$

Отметим, что для реализации этой модели достаточно иметь рассчитанные массивы по выбросам углеводородов $C_nH_m(\varphi)$, а также некоторые конструктивные и рабочие параметры двигателя, которые определяются АС «ENGINE». Константы K_1 и K_2 определяются по экспериментальным данным.]

1.2.5. Модель образования и выделения сажи

Одним из наиболее значимых токсичных компонентов отработавших газов являются твердые частицы. Основными составляющими твердых частиц являются сажа, оксиды металлов, сульфаты и вода, а также в меньших объемах - не-сгоревшие частицы топлива и моторного масла. Сажа, в свою очередь, состоит, в основном, из углерода С (95-98 %) и химически связанного водорода Н (1 -3,5%) [74]. На начальных стадиях сгорания частицы сажи состоят почти из чистого углерода, а затем насыщаются большим количеством углеводородов и их соединений.

Наличие сажи в отработавших газах приводит к появлению неприятного ощущения загрязненности воздуха и ухудшению видимости. При вдыхании сажи ее частицы оказывают вредное воздействие на органы дыхания человека.

Физико-химическая и математическая модель Д.Я. Носырева

Одной из основных проблем дизельного процесса сгорания является ограничение выбросов с отработавшими газами частиц, состоящих из сажи с отложениями на ней углеводородов и сульфатов. Частицы сажи, образующиеся в камере сгорания, являются продуктом неполного сгорания или термического расщепления углеводородного топлива. Процесс образования сажи из молекул углеводо-

рода – комплексный. Сажа первоначально образуется в форме очень мелких частиц, растущих с большой скоростью. Когда частицы достигают диаметра около 10-6 см, дальнейшее образование сажи тормозится вследствие окисления её радикалами ОН, образующимися при горении. Концентрация радикалов ОН зависит от температуры. Для устранения дымления необходимо образование большого количества радикалов ОН.

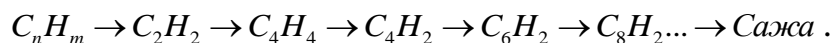
Исследования предварительно перемешанных смесей показали, что при давлениях до 2 МПа и коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 0.7$ сажи образуется мало. С уменьшением коэффициента избытка воздуха возрастает количество образующейся сажи. Сажеобразование начинается при коэффициенте избытка воздуха приблизительно равном 0,55-0,6. Интенсивность сажеобразования достигает максимума при температуре 1700 К. Согласно последним исследованиям, при температуре ниже 1300 К образование сажи прекращается независимо от величины коэффициента избытка воздуха. Количество сажи значительно возрастает с увеличением давления, т.е. на режимах максимальных нагрузок. Например, при повышенном до 7 МПа давлении, верхняя граница сажеобразования смещается в сторону больших коэффициентов избытка воздуха и повышенных температур.

Как показали эксперименты, количество сажи – дымность выхлопа тепловозов – зависит от технического состояния тепловозов, режимов испытания и особенностей процессов горения. В каждый момент времени процесса горения содержание сажи C_s в цилиндре дизеля определяется разностью между образовавшимся количеством сажи C_0 и выгоревшим количеством сажи C_B за период времени от начала процесса сгорания до рассматриваемого момента:

$$C_s = \int_0^{\tau} (C_0 - C_B) d\tau$$

Для расчета сажеобразования принят цепной радикальный механизм, состоящий из трех стадий: образования радикалов-зародышей, образования зародышей из радикалов-зародышей, рост частиц сажи из зародышей.

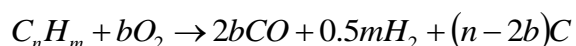
На первой стадии по ацетиленовому механизму, предложенному Дж. Портером, образуются и растут радикалы-зародыши по схеме:



На второй стадии образуются зародыши размером более 1,0 нм, которые содержат около 50 атомов углерода.

На третьей стадии происходит рост частиц сажи из зародышей за счет гетерогенной химической реакции разложения углеводородов и гибели углеводородных радикалов на поверхности частиц сажи.

Упрощенную модель образования сажи в процессе окисления углеводородов C_nH_m при температуре выше 1300 К можно представить уравнением:



При $n > 2b$ (т.е. когда атомарное соотношение углерод-кислород выше единицы) выделяется сажа; если $n < 2b$, то наблюдается бледно-голубое пламя и сажа не образуется. При горении топливно-воздушных смесей в цилиндрах дизеля в адиабатных условиях неравенство $n > 2b$ справедливо при $\alpha < 0.33$.

Образование твердого углерода происходит в основном в области, непосредственно примыкающей к струе топлива вблизи форсунок. Ввиду недостатка воздуха смесь здесь сильно обогащена топливом, и большая часть топлива сгорает при малых значениях коэффициента избытка воздуха α . Так как в цилиндрах наблюдается большая неравномерность состава топливно-воздушной смеси и всегда есть зоны с малым значением α , в камере сгорания всегда образуется сажа, неравномерно распределенная по объему цилиндра.

Физико-химическая модель горения богатой углеводородно-воздушной смеси представлена на рис 1.3 в виде структурной схемы.

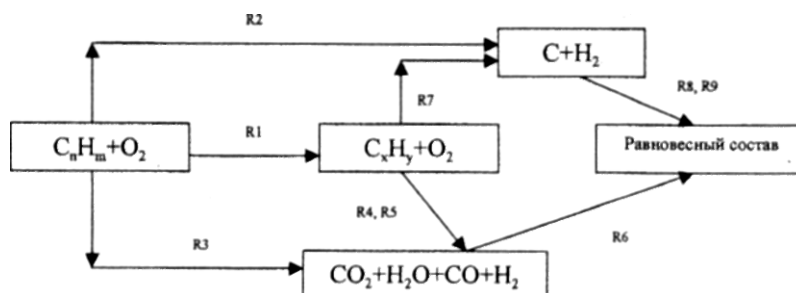
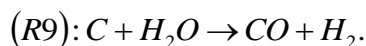
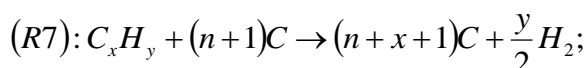
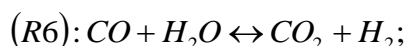
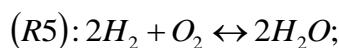
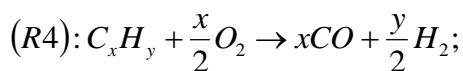
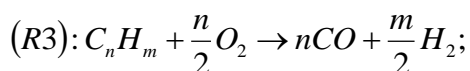
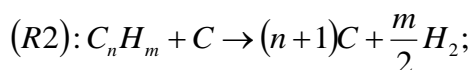
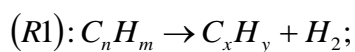


Рис.1.3. Модель горения богатой углеводородно-воздушной смеси

Уравнения, отражающие эту физико-химическую модель, имеют вид:



Реакция *R1* окислительного пиролиза части исходного углеводородного топлива идет при высоких температурах. Реакции термического пиролиза *R2*, *R7* и газификации углерода *R8* и *R9* являются эндотермическими, реакции окисления *R3-R5*, а также образования и роста сажи при поверхностном разложении *R7* являются экзотермическими реакциями. Реакции *R1* и *R4* образуют систему последовательных реакций, причем ведущей стадией процесса является окислительная реакция *R4*, которая энергетически обеспечивает протекание остальных.

Реакции *R2* и *R7* описывают образование и рост конденсированной фазы из углеводородов, находящихся в газовой фазе. В ее основе лежит физико-химическая модель сажеобразования по цепному радикальному процессу, предложенная П.А. Теснером. Эта модель включает процессы образования радикалов-зародышей, зародышей из радикалов-зародышей и рост частиц сажи из зародышей.

Одновременно с сажеобразованием протекают и реакции газификации углерода *R8* и *R9*, однако после уменьшения скорости реакции *R7*, вследствие израсходования углеводородов, реакции газификации начинают превалировать. При этом содержание сажи, диоксида углерода CO_2 , паров воды H_2O и

температура уменьшаются, и система приближается к термодинамически равновесному состоянию. По существу, все реакции $R1-R9$ являются суммарными и обобщают сложный многостадийный механизм реагирования. Кинетические уравнения для реакций $R1-R9$ можно записать в виде:

$$\begin{aligned}
 W_1 &= k_1 \cdot C_{CnHm} \cdot \exp\left(-\frac{E_1}{R \cdot T}\right); & W_2 &= \frac{M_C}{M_{CnHm}} \cdot \frac{dg_{CnHm}}{d\tau}; \\
 W_3 &= -k_3 \cdot C_{CnHm}^{0.5} \cdot T \cdot \rho^{0.3} \cdot C_{O_2} \cdot \exp\left(-\frac{E_3}{R \cdot T}\right); \\
 W_4 &= -k_4 \cdot C_{CxHy}^{0.5} \cdot T \cdot \rho^{0.3} \cdot C_{O_2} \cdot \exp\left(-\frac{E_4}{R \cdot T}\right); \\
 W_5 &= k_5 \cdot \mu_{O_2}^{-1} \cdot \mu_{H_2}^{-0.5} \cdot \rho^{1.5} \cdot g_{O_2} \cdot g_{H_2}^{1.5} \cdot \exp\left(-\frac{E_5}{R \cdot T}\right); \\
 W_6 &= k_6 \cdot \sqrt{\frac{P_{CO} \cdot P_{H_2O}}{P_{CO_2} \cdot P_{H_2}}} \cdot \exp\left(-\frac{E_6}{R \cdot T}\right); & W_7 &= \frac{M_C}{M_{CxHy}} \cdot \frac{dg_{CxHy}}{d\tau}; \\
 W_8 &= k_8 \cdot \sqrt{\frac{P_C \cdot P_{CO_2}}{P_{CO}}} \cdot \exp\left(-\frac{E_8}{R \cdot T}\right); & W_9 &= k_9 \cdot \sqrt{\frac{P_C \cdot P_{H_2O}}{P_{CO} \cdot P_{H_2}}} \cdot \exp\left(-\frac{E_9}{R \cdot T}\right).
 \end{aligned}$$

В кинетических уравнениях обозначены: W_i - скорость реакции окислительного пиролиза; W_2, W_7 - скорости реакций термического пиролиза; $W_3 - W_6$ - скорости окислительных реакций; W_8, W_9 - скорости эндотермических реакций газификации сажи; k_i - константа химической реакции; g_i - массовая концентрация, кг/м³; P_i - парциальное давление, МПа; ρ - плотность продуктов сгорания; кг/м³; E_i - энергия активации, Дж/моль; R - газовая постоянная Дж/(моль К); μ_i - молекулярная масса, кг/кмоль; T - температура, К; M_i - приведенная молекулярная масса; C_i - локальная массовая концентрация.

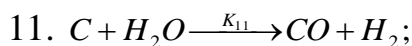
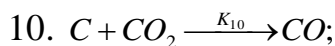
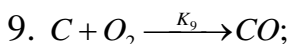
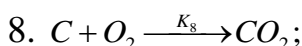
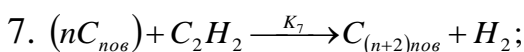
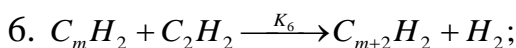
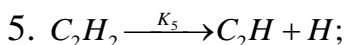
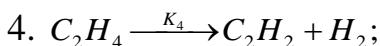
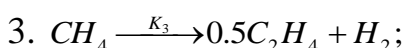
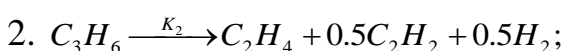
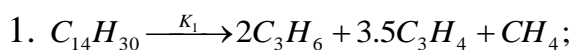
В реальных условиях горения топливовоздушной смеси до 90% углерода топлива, находящегося в переобогащенных зонах, превращается в сажу, а в процессе догорания в среднеоборотных дизелях большая часть (80%) сажи выгорает и только оставшаяся сажа создает дымность на выхлопе. В результате, как следует из приведенного выше механизма образования и выгорания сажи, дымность

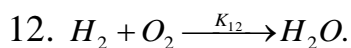
выхлопа дизельных машин зависит от режима работы и параметров рабочего процесса.

Физико-химическая и математическая модели процесса результирующего сажевыделения по Р. М. Петриченко

Обобщенная физико-химическая модель процесса результирующего сажевыделения в цилиндре дизеля, основанная на высокотемпературных многостадийных механизмах образования и выгорания сажистых частиц, описывается системой эквимолекулярных уравнений брутто-реакций [95]. Для приведения этой системы к виду, удобному для математического описания, ограничен конкретный набор продуктов первичного разложения топлива, определено численное значение всех стехиометрических коэффициентов и уточнены кинетические параметры реакций. Используя экспериментальные данные по выходу конечных продуктов высокотемпературного крекинга сложных углеводородов и принимая условие баланса атомов углерода и водорода в брутто-уравнениях, в модели принят следующий объемный состав продуктов первичного разложения дизельного топлива: 30,4% C_3H_8 , 54,4% C_2H_4 , 15,2% CH_4 .

Окончательно химизм процесса результирующего сажевыделения в дизеле в первом приближении описывается системой 12-ти химических уравнений:





В этой системе первых четыре уравнения описывают процесс термохимического крекинга, пятое – процесс образования химического радикала-зародыша, шестое – процесс фазового перехода и образования физического зародыша, 8-12 – условно изохорический процесс гетерогенного горения сажи-стой частицы (изменением объема в ходе реакции пренебрегают, поэтому баланс атомов С и O₂ нарушен).

Для удобства записи обобщенной системы дифференциальных уравнений введем следующие условные обозначения компонентов реагирующей системы: C₁₄H₃₀ – M₁, C₃H₆ – M₂, CH₄ – M₃, C₂H₂ – M₄, H₂ – M₅, C₂H₄ – M₆, M₇ – любая инертная молекула, не участвующая непосредственно в химическом реагировании.

Так как физические механизмы процессов образования и выгорания сажистых частиц рассматривались независимо друг от друга, то система из 12-ти уравнений не отражает реальной связи этих процессов между собой и с рабочим процессом дизеля. Поэтому при математическом описании суммарного процесса сажевыделения используется дифференциальное уравнение связи следующего вида:

$$\frac{dM_i}{d\tau} = \left(\frac{dM_i}{d\tau} \right)_{\sigma} + \left(\frac{dM_i}{d\tau} \right)_k + \left(\frac{dM_i}{d\tau} \right)_x$$

Это уравнение связывает действительные физические процессы смесеобразования и сгорания с кинетикой процесса сажевыделения. Правая часть уравнения представляет собой сумму факторов, определяющих скорость изменения концентрации *i*-го компонента газовой смеси. Первый член $(dM_i/dx)_{\sigma}$ характеризует подвод вещества с испаренным топливом на линии подачи топлива, второй член $(dM_i/dx)_k$ - изменение концентрации вещества вследствие предпламенных химических превращений топлива в зоне пиролиза, третий $(dM_i/dx)_x$ - изменение концентрации вещества в процессе основного горения. Для твердой углеродной фазы предполагается, что $(dM_i/dx)_x = 0$,

т.е. сажистые частицы проводят через реакционную зону фронта пламени без газификации и окисляются в зоне продуктов сгорания. Тогда результирующее сажевыделение в цилиндре можно представить в виде алгебраической суммы двух составляющих, характеризующих образование и выгорание сажи:

$$\left(\frac{dN}{d\tau}\right)_{\Sigma} = \left(\frac{dN}{d\tau}\right)_{обр} - \left(\frac{dN}{d\tau}\right)_{вбл2}$$

Основываясь на принятых предпосылках, математическую модель процесса сажевыделения представим следующей системой дифференциальных уравнений:

$$\begin{aligned}\frac{dM_1}{d\varphi} &= \alpha_{\bar{N}\bar{A}} M_0 r_{1f} \frac{d\sigma}{d\varphi} - \frac{1}{6n} R_1 - M_1 A; \\ \frac{dM_2}{d\varphi} &= \frac{1}{6n} (-R_2 + 2R_1) - M_2 A; \\ \frac{dM_3}{d\varphi} &= \frac{1}{6n} (R_1 - R_3) - M_3 A; \\ \frac{dM_4}{d\varphi} &= \frac{1}{6n} (3.5R_1 + R_2 + 0.5R_3 - R_4) - M_4 A; \\ \frac{dM_5}{d\varphi} &= \alpha_{\bar{N}\bar{A}} M_0 r_{5f} \frac{d\sigma}{d\varphi} + \frac{1}{6n} (0.5R_2 + R_3 + R_4 + R_5) - M_5 A; \\ \frac{dM_6}{d\varphi} &= \frac{1}{6n} (0.5R_2 + R_4 - R_5) - M_6 A; \\ \frac{dM_7}{d\varphi} &= \alpha_{\bar{N}\bar{A}} M_0 r_{7f} \frac{d\sigma}{d\varphi} - M_7 A; \\ \left(\frac{dN}{d\varphi}\right)_{\bar{I}\bar{A}\bar{D}} &= N_H \frac{\alpha_{\bar{N}\bar{A}}}{\alpha} \cdot \frac{d\sigma}{d\varphi} + \frac{B_1 N_T}{6n} - N_{\bar{I}\bar{A}\bar{D}} A; \\ \left(\frac{dN}{d\varphi}\right)_{\bar{A}\bar{U}\bar{A}} &= N_H \frac{\alpha - \alpha_{\bar{N}\bar{A}}}{\alpha} \cdot \frac{d\sigma}{d\varphi} - \frac{B_2}{6n} N_{\bar{A}\bar{U}\bar{A}} s_{\bar{O}\bar{A}} G_C + N_{\bar{I}\bar{A}\bar{D}} A; \\ \left(\frac{dN}{d\alpha}\right)_{\Sigma} &= \left(\frac{dN}{d\varphi}\right)_{\bar{I}\bar{A}\bar{D}} - \left(\frac{dN}{d\varphi}\right)_{\bar{A}\bar{U}\bar{A}},\end{aligned}$$

где $A = (dx/d\varphi)/\sigma - x$; M_0 – стехиометрическое количество воздуха; $\alpha_{\bar{N}\bar{A}}$ – локальный коэффициент избытка воздуха при сгорании; α – суммарный коэффициент избытка воздуха; n – частота вращения коленчатого вала; σ – относительная доля топлива, поданного в цилиндр; x – относительная доля выгоревшего топлива; r_{1H}, r_{5H}, r_{7H} – начальные концентрации топлива, воздуха и водорода; R_i –

скорости реакции; G_c – массовый поток углерода; N_H – начальное содержание сажи в цилиндре; N_T – текущее содержание сажи; B_1, B_2 – эмпирические коэффициенты.

В последнюю систему уравнений входит ряд параметров, определение которых требует дополнительной информации [74, 95]. Согласно этой модели объем цилиндра условно делится на зону чистого воздуха, зону образования сажи и зону выгорания сажи. Предполагается однородность температурных и концентрационных полей в пределах каждой зоны. Процессы смесеобразования и сгорания представлены законами топливоподачи $\sigma(\varphi)$ и тепловыделения $x(\varphi)$. Расчет образования сажи выполняется в интервале времени от начала поступления топлива до его выгорания. Расчет выгорания сажи выполняется в интервале времени от начала активного тепловыделения до начала открытия выпускных органов.

Решение системы дифференциальных уравнений выполняется численными методами на ЭВМ по следующему алгоритму.

1. Составляется таблица исходных данных, в которую входят кинетические параметры химических процессов, термохимические константы, элементарный состав топлива и воздуха, размеры цилиндра, степень сжатия, относительная длина шатуна, цикловая подача топлива, коэффициент остаточных газов, коэффициент наполнения, индикаторный КПД, давление и температура в начале сжатия, суммарный коэффициент избытка воздуха, массивы изменения в цикле давления газов, подачи топлива, тепловыделения и др.

2. Задаются начальные условия и вычисляются начальные значения интегрируемых функций и постоянные величины циклической части программы.

3. Вычисляются правые части интегрируемых функций матричными методами.

4. Производится численное интегрирование системы дифференциальных уравнений методом Рунге-Кутты 4-го порядка.

5. Вычисляется уровень дымности отработавших газов в момент начала открытия выпускных органов:

$$c_D = \frac{N_{\Sigma} \cdot g_u}{V_0},$$

где: N_{Σ} – массовое содержание сажи в цилиндре к началу выпуска, (*кг сажи / кг топлива*); g_u – цикловая подача топлива (кг); V_0 – объем газа в начале выпуска, приведенный к нормальным условиям (м^3).

Отладка программы производится на основе надежных экспериментальных данных по сажевыделению в рабочем цикле и дымности ОГ.

Контрольный расчет результирующего сажевыделения в цилиндре дизеля 8ЧН 13/14 на номинальном режиме показал, что математическая модель удовлетворительно описывает реальный процесс и позволяет получить ценную информацию о динамике протекания основных этапов сажевыделения.

1.3. Систематизация методик инвентаризации и определения удельных выделений вредных веществ от источника

Вопросы обеспечения безопасных и безвредных условий труда при производстве, ремонте машин и обслуживании технологического оборудования в отношении выделения вредных видов пыли и газов разработаны в трудах Белова В.С., Салова А.И., Архангельского Ю.А., Когана Э.И., Кравченко В.Н. Минко В.Ф., Штокмана И.А. и других авторов [10, 56, 78].

Несмотря на значительный объем исследований, многие вопросы негативного воздействия двигателя машины как источника производственных опасностей на воздушную среду РЗ остаются малоизученными и требуют дальнейшей разработки. Например, отсутствуют достоверные расчётные методики определения выделения ряда высокотоксичных веществ и канцерогенов – бенз(а)пирена, альдегидов и оксидов азота от различного типа дизельных машин. Данные в литературе о содержании вредных ингредиентов в ОГ устарели, так как промышленность в настоящее время выпускает машины, оснащённые дизельными и инжекторными двигателями с улучшенными технико-экологическими показателями.

Для расчёта вентиляции производственных помещений обкаточных и испытательных участков машиностроительных предприятий требуются данные о расходе топлива, удельных показателях выделения ВВ при сгорании топлива в источнике ВВ, продолжительности работы испытуемых машин и техники, а также данные о режимах работы машины.

Существует достаточно большое количество методик и норм, позволяющих определить количество вредных веществ, выбрасываемых двигателями различных машин и техникой [43-45, 66-69, 76, 92]. В основном эти методики ориентированы на нормирование и инвентаризацию выбросов ВВ в атмосферу для транспортных и технологических машин. Прямое их использование не позволяет определить выделение ВВ от машин в воздух РЗ. Кроме того, большинство методик ориентировано на ремонтно-обслуживающие и автотранспортные предприятия и не учитывает особенности каждого конкретного предприятия: количество постов, количество одновременно перемещаемых машин по линиям и конвейерам, типы обслуживаемых машин и другие факторы.

Уточнение методики определения выделения вредных веществ от двигателя машины в воздух рабочей зоны может быть осуществлено только при анализе допустимости применения той или иной методики.

Поскольку речь идёт о расчёте выделения выбросов ВВ от двигателей комбайнов и другой сельскохозяйственной техники в воздух рабочей зоны обкаточных участков машиностроительных заводов, то наиболее близкими по содержанию к исследуемому вопросу являются методики и нормативы [66, 76, 92].

1.3.1. Удельные показатели выбросов в атмосферу ремонтно-обслуживающих предприятий и машиностроительных заводов

Представленные ниже удельные показатели разработаны на основе экспериментальных данных, полученных при проведении инженерных исследований на действующих предприятиях отрасли, а также данных, имеющихся в ли-

тературных источниках. Удельные показатели даны в различных единицах измерения в зависимости от вида и характера технологического процесса.

Определение выбросов ВВ в воздух РЗ от технологических процессов и при сжигании топлива проводится двумя методами: инструментально-аналитическим и расчётным.

Первый метод заключается в прямых замерах объёмов выхода загрязнённого вентиляционного воздуха и концентраций ВВ в условиях работы технологического оборудования. Данный метод предпочтителен для действующего производства и заменяется расчётным лишь в случае невозможности проведения измерений. Второй (расчётный) метод использует экспериментальные и расчётные данные о количестве выделяемых ВВ в ходе технологического процесса и применяется при прогнозировании и при планировании мероприятий по уменьшению выбросов.

Расчёты по [92] методике основаны на использовании удельных показателей выделения ВВ при сжигании топлива в источнике и приводятся в нормативах, причём отдельно при перемещениях тракторов, комбайнов и автомобилей с дизелями и перемещениях автомобилей с дизельными и карбюраторными двигателями в процессе ТО и ТР. В таблице 1.1 представлены удельные показатели выделения ВВ при сжигании топлива на единицу массы расходуемого топлива. Эти данные являются основой для дальнейшего расчёта количества выбросов при горячей обкатке различных машин.

В таблице 1.1 удельные показатели приводятся для некоторого абстрактного источника загрязнения, без учёта индивидуальных свойств и режимов работы двигателей. Кроме того, отсутствуют данные о выделяемых альдегидах.

Количество ВВ, выделяемых в воздух при перемещении объектов ремонта или производства во время диагностирования и во время проведения ТО и ТР определяются по формуле:

$$M^X = K_R^X \cdot R \cdot (1 - \eta \cdot \varphi_{от}) \cdot 10^{-6} \quad (1.5),$$

где K_R^X - удельный показатель выделения ВВ X на один объект техпроцесса (автомобиль, машину), R - количество объектов техпроцесса (автомобилей, ма-

шин), обслуживаемых на предприятии; η - степень очистки аппарата, которым снабжён вентиляционный отсос агрегата (доли единицы); $\varphi_{от}$ - эффективность работы местного отсоса обслуживаемого агрегата.

Удельные показатели выделения ВВ при сжигании топлива

Таблица 1.1

Операция технологического процесса	Применяемое топливо	Выделяемые вредные вещества	
		Наименование	Удельное количество, г/кг
Работа двигателя внутреннего сгорания	Дизельное топливо	CO	100,0
		C _n H _m	30,0
		NO ₂	40,0
		C	15,5
		SO ₂	20,0
		C ₁₂ H ₂₀	0,00031
	Бензин	CO	600,0
		C _n H _m	100,0
		NO ₂	40,0
		C	0,58
		SO ₂	2,0
		C ₁₂ H ₂₀	0,00023

Удельный показатель выделения ВВ X на один объект ремонта (производства) K_X^R определяется по формуле:

$$K_X^R = K_m^X \cdot P_C, \quad (1.6)$$

где P_C - суммарный расход топлива за весь период обкатки, кг; K_m^X - удельный показатель выделения ВВ X при сжигании топлива (г/кг) (табл.1.1).

Удельные количества выделяемых ВВ в процессе горячей обкатки машин при максимальном расходе топлива (г/с) рассчитаны:

1) по регуляторным характеристикам двигателя [76], относительно 30-минутного интервала осреднения с максимальным расходом топлива P_M (кг/ч) за весь период обкатки по формуле:

$$K_o^x = \frac{K_m^x \cdot P_M}{3600} \quad (1.7)$$

2) на основании данных о расходе топлива двигателем (турбокомпрессором) при номинальной мощности P_H (кг/ч):

$$K_o^x = \frac{K_m^x \cdot P_H}{3600} \quad (1.8)$$

В результате в нормативах представлены удельные показатели выделения ВВ для разных типов автомобильных, тракторных и комбайновых двигателей при выполнении различных технологических процессов, которые можно использовать при оценке выделений в воздух РЗ машиностроительных и ремонтных предприятий.

1.3.2 Методика определения валовых выбросов вредных веществ в атмосферу предприятиями автомобильного и сельскохозяйственного машиностроения

Методика [92] устанавливает правила определения валовых выбросов в атмосферу действующим и проектируемым технологическим оборудованием заводов автомобильного и сельскохозяйственного машиностроения.

Приведённые в ней значения удельных выделений вредных компонентов используются в качестве исходных данных при определении экологических характеристик в экспертных оценках, расчёта инвентаризации источников, а также при разработке мероприятий по сокращению выбросов.

В методике отмечается, что испытания двигателей относятся к основным источникам выделения ВВ и к основным видам производства машиностроительных предприятий. Определение валового выброса связано для действующего предприятия с фактическим фондом времени работы оборудования и выпускаемых и ремонтируемых машин, а для проектируемого – с планируемым фондом рабочего времени, применяемым в отрасли нормативам.

Исходными данными для расчётов массы выделившихся ВВ служат экспериментальные и расчётные данные о количествах, выделяемых в ходе технологического процесса. Значения массы ВВ приводятся к единице:

- массы получаемого продукта,
- расходуемого материала,
- времени работы машины.

Удельные показатели выделения ВВ при стендовых испытаниях машины приведены в таблице 1.1. В методике приведены также способы расчёта по этим удельным показателям, которые относятся к номинальным технологическим режимам работы машин. Для учёта отклонений процесса от номинального, его нестационарности (холодный пуск двигателя зимой, переходные режимы работы двигателя) могут быть применены соответствующие коэффициенты.

1.3.3. Методика проведения инвентаризации выбросов в атмосферу для авторемонтных предприятий

Действующие в настоящее время методики предусматривают проведение инвентаризации выбросов для авторемонтных предприятий от передвижных и стационарных источников. Методика предназначена для расчета валовых и максимально разовых выбросов от передвижных и стационарных источников.

Инвентаризация выбросов ВВ включает в себя следующие работы:

- описание технологических процессов на предприятии;
- определение перечня выбрасываемых ВВ и источников их выделения;
- определение наличия и составление перечня очистных устройств и вентиляционных систем с техническими характеристиками, получаемыми из паспортов и актов испытаний;
- определение валовых и максимальных выбросов вредных веществ;
- определение количества загрязняющих веществ улавливаемых очистными установками.

Наибольший интерес в нашем случае вызывают в методике зона технического обслуживания и ремонта, а также участок обкатки и испытаний

двигателей. В зонах ТО и ТР источниками выделения ВВ являются автомобили, перемещающиеся по помещению зоны. Для автомобилей с бензиновыми двигателями рассчитывается выброс CO , CH , NO_x , SO_2 ; с газовыми двигателями - CO , CH , NO_x , SO_2 ; с дизелями - CO , CH , NO_x , C , SO_2 .

Для помещения зоны ТО и ТР с тупиковыми постами валовый выброс i -го вещества рассчитывается по формуле:

$$M_{Ti} = \sum_{k=1}^K (2m_{Tik} \cdot S_T + m_{npik} \cdot t_{np}) \cdot n_k \cdot 10^{-6}, \text{ (т/год)}$$

где m_{Tik} - пробеговый выброс i -го вещества автомобилем k -й группы, г/км;
 m_{npik} - удельный выброс i -го вещества при прогреве двигателя k -й группы, г/мин;
 S_T - расстояние от ворот помещения до поста ТО и ТР, км; n_k - количество ТО и ТР, проведенных в течение года для автомобилей k -й группы; t_{np} - время прогрева, $t_{np} = 1,5$ мин.

Максимально разовый выброс i -го вещества G_{Ti} , рассчитывается по формуле:

$$G_{Ti} = \frac{(m_{Tik} \cdot S_T + 0.5 \cdot m_{npik} \cdot t_{np}) \cdot N'_{Tk}}{3600}, \text{ (г/см)},$$

где N'_{Tk} - наибольшее количество автомобилей, находящихся в зоне ТО и ТР на тупиковых постах в течение часа.

Для помещения зоны ТО с поточной линией валовый выброс i -го вещества рассчитывается по формуле:

$$M_{Pi} = \sum_{k=1}^K (m_{Tik} \cdot S_{II} + m_{npik} \cdot t_{np} \cdot b) \cdot n_k \cdot 10^{-6}, \text{ (т/год)},$$

где S_{II} - расстояние от въездных ворот помещения зоны ТО и ТР до выездных ворот, км; b - число постов на поточной линии.

Максимально разовый выброс i -го вещества G_{Pi} рассчитывается для поточных линий по формуле:

$$G_{Pi} = \frac{(m_{Tik} \cdot S_{II} + m_{npik} \cdot t_{np} \cdot b) \cdot N'_{Pk}}{3600}, \text{ (г/с)}$$

где $N'_{пк}$ - наибольшее количество автомобилей, находящихся в зоне ТО и ТР на поточных линиях в течение часа; t_{np} - время прогрева ($t_{np}=0,5$ мин).

Расчёт G_{Ti} и G_{Pi} производится для машин, имеющих наибольшие удельные выбросы по i -му компоненту. При специализации постов или поточных линий в зонах ТО и ТР по типу обслуживаемых или ремонтируемых машин расчеты проводятся отдельно для каждой группы постов или линий, а результаты суммируются. При этом расчет G_{Ti} и G_{Pi} по каждому типу проводится для машин, имеющих наибольшие удельные выбросы по i -му компоненту. Значения удельных выбросов $m_{пik}$ и m_{Tik} принимаются для теплого периода года.

При наличии нескольких помещений зон ТО и ТР расчет валовых и максимально разовых выбросов проводится для каждого помещения отдельно. При нахождении в одном помещении поточных линий и тупиковых постов выброс одноименных веществ суммируется. При нахождении в зоне ТО и ТР поста контроля токсичности отработавших газов максимально разовый выброс от зоны ТО и ТР и поста контроля суммируется.

1.3.4 Методики определения количества выделяемых ВВ от транспортных, технологических машин и стационарных комплексов

Для дизельных машин количество окиси углерода, окислов азота и альдегидов, выделяющихся при работе, определяется по формуле:

$$M_i = (160 + 13.5 \cdot V_p) \cdot P \cdot \frac{(\tau/60)}{100},$$

где P – содержание ВВ в ОГ, принимают в соответствии с таблицей 1.2.

Содержание вредностей P , %, в ОГ дизельных двигателей

Таблица 1.2

Наименование режима	CO	NO _x	R-CHO
Разогрев двигателя	0,071	0,007	0,051
Передвижение машины и выезд из гаража	0,051	0,009	0,037
Въезд машины в помещение после пробега	0,044	0,009	0,020

Расход ОГ $Q_{ог}$ стационарно работающего двигателя при частоте 1000 об/мин, рабочем объеме V_p в литрах за час работы для двигателей с различным числом цилиндров вычисляют по упрощенным формулам, приведенным в первой строке таблицы 1.3. Предложенные в этих старых методиках формулы определения объемного расхода ОГ относятся лишь к режимам ХХ и малым нагрузкам. Поэтому предлагаются универсальные зависимости для определения $Q_{ог}$, м³/ч на всех режимах работы машины, в том числе при обкатке, представленные в третьей строке таблицы 1.3.

Определение расхода отработавших газов

Таблица 1.3

№ п/п	Методика	Условия для выбора формулы	Формулы
1	«Охрана труда на предприятиях автомобильного транспорта» [43]	Машина с дизельным двигателем, холостой ход, прогрев, число оборотов в минуту $n \approx 1000$ об./мин	$Q_{ог} = 160 + 13.5 \cdot V_p$, м ³ /ч $z = 4 \quad Q_{ог} = 15 \cdot V_p + 3.6$ $z = 8 \quad Q_{ог} = 30 \cdot V_p + 3.6$ $z = 12 \quad Q_{ог} = 45 \cdot V_p + 3.6$ $z = 16 \quad Q_{ог} = 60 \cdot V_p + 3.6$
2	«Безопасность технологических процессов». [42]	Машина с карбюраторным двигателем, прогрев, скорость перемещения 5 км/ч	$Q_{ог} = 15 \cdot (0.6 + 0.8 \cdot V_p)$
3	Предлагаемая универсальная формула	Машины с дизельными или карбюраторными двигателями, на различных режимах работы	$Q_{ог} = 24.353 \cdot \varphi_{пр} \cdot \beta \cdot \frac{L_0 \cdot \alpha \cdot N_e}{H_u \cdot \eta_i \cdot \eta_M \cdot \rho_{ог}}$
<p><u>Примечание:</u> где z – число цилиндров, V_p – рабочий объем двигателя; $\varphi_{пр}$ – коэффициент продувки; β – коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси; L_0 – теоретический расход воздуха на сгорание; α – коэффициент избытка воздуха; N – мощность двигателя; H_u – низшая теплота сгорания топлива; η_i, η_M – индикаторный и механический КПД двигателя; $\rho_{ог}$ – плотность отработавших газов.</p>			

1.3.5. Метод регрессионных полиномов определения динамики эмиссии вредных веществ от источника выделения

Существует значительное число различных полуэмпирических методов, основанных на аппроксимации концентрации ВВ в ОГ от различных технических параметров двигателя. Они учитывают естественный разброс его показателей в условиях реального производства. Это обусловлено наличием допусков на геометрические размеры деталей, на качество обработки поверхностей, а также отклонением от требований конструкторской документации на изготовление, сборку и обкатку. Поэтому исходные данные к рассматриваемым методам должны базироваться на результатах испытаний нескольких образцов однотипных двигателей, чтобы исключить случайные результаты.

В работе [9] представлены регрессионные полиномы, описывающие динамику изменения выбросов от различных типов двигателей машин в зависимости от относительной мощности $\bar{N} = \frac{N_i}{N_{\max}}$ и относительного коэффициента избытка воздуха $\bar{\alpha}$. Аналитические зависимости концентрации C_i токсичных веществ в ОГ получены на основе обработки надёжных опытных данных, как отмечает автор. Зависимости представлены для двигателей с воспламенением от сжатия в виде:

$$C_{CO} = 2.1943 \cdot \bar{N}^2 - 1.8743 \cdot \bar{N} + 0.7903, \text{ г/м}^3 \quad (R^2=0,9802),$$

$$C_{NOx} = -10.795 \cdot \bar{N}^3 + 13.961 \cdot \bar{N}^2 - 0.3905 \cdot \bar{N} + 0.7179, \text{ г/м}^3 \quad R^2=0,9996),$$

$$C_C = 0.2661 \cdot \bar{N}^2 + 0.125 \cdot \bar{N} + 0.1381, \text{ г/м}^3 \quad (R^2=0,9997),$$

$$C_{C_{20H_{12}}} = 13.303 \cdot \bar{N}^2 + 6.2488 \cdot \bar{N} + 6.9056, \text{ мкг/м}^3 \quad (R^2=0,9997),$$

$$C_{R_{xCOH}} = 0.787 \cdot \bar{N}^2 - 0.0647 \cdot \bar{N} + 0.0152, \text{ г/м}^3 \quad (R^2=0,9972),$$

$$C_{CO_2} = 135.39 \cdot \bar{N} + 36.956, \text{ г/м}^3 \quad (R^2=0,9987), \text{ и т.д.}$$

Для двигателей с принудительным зажиганием:

$$C_{CO} = -212.18 \cdot \bar{\alpha}^3 + 499.1 \cdot \bar{\alpha}^2 - 374.46 \cdot \bar{\alpha} + 91.594, \text{ г/м}^3 \quad (R^2=0,9978),$$

$$C_{NOx} = 169.11 \cdot \bar{\alpha}^4 - 360.86 \cdot \bar{\alpha}^3 + 225.81 \cdot \bar{\alpha}^2 - 35.108 \cdot \bar{\alpha} + 2.526, \text{ г/м}^3 \quad (R^2=0,9799),$$

$$C_{C_{20H_{12}}} = 53.6 \cdot \bar{\alpha}^2 - 128.8 \cdot \bar{\alpha} + 90.3, \text{ мкг/м}^3 \quad (R^2=0,9964) \text{ и т.д.}$$

Для газодизельных и газовых двигателей также получены подобные зависимости. Аналогичный подход применен в работе [56]. Расчет количества

выделяемых ВВ предлагается вести по следующим эмпирическим зависимостям:

$$M_c = \frac{0.58 \cdot n_i - 1.83 \cdot 10^{-8} \cdot n_i^3}{1.51 - 99 \cdot 10^{-8} \cdot n_i^2} \cdot (-10^{-6} \cdot n_i^2 + 0.015 \cdot n_i - 0.26) \cdot \tau_i$$

$$M_{co} = \frac{0.58 \cdot n_i - 1.83 \cdot 10^{-8} \cdot n_i^3}{1.51 - 99 \cdot 10^{-8} \cdot n_i^2} \cdot (-10^{-5} \cdot n_i^2 + 0.015 \cdot n_i - 3.56) \cdot \tau_i$$

$$M_{NOx} = \frac{0.58 \cdot n_i - 1.83 \cdot 10^{-8} \cdot n_i^3}{1.51 - 99 \cdot 10^{-8} \cdot n_i^2} \cdot (-4 \cdot 10^{-6} \cdot n_i^2 + 0.0038 \cdot n_i - 2.47) \cdot \tau_i,$$

где i – режим работы двигателя, n_i – частота вращения коленвала, τ_i – время работы двигателя.

Результаты расчетов для концентраций соответствующих ВВ представлены на рис. 1.4 и 1.5. Из графиков следует, что при назначении программы обкатки двигателей надо учитывать следующие особенности изменения токсичных компонентов в ОГ:

- максимальное содержание окиси азота в ОГ рассмотренных двигателей приходится на режимы с частотой вращения коленвала от 300 до 600 об/мин;
- максимальное содержание окиси углерода и дымности (Д) проявляются на режимах с частотой от 400 до 600 об/мин;
- на режиме номинальной мощности наблюдается тенденция снижения концентрации окиси азота и углерода.

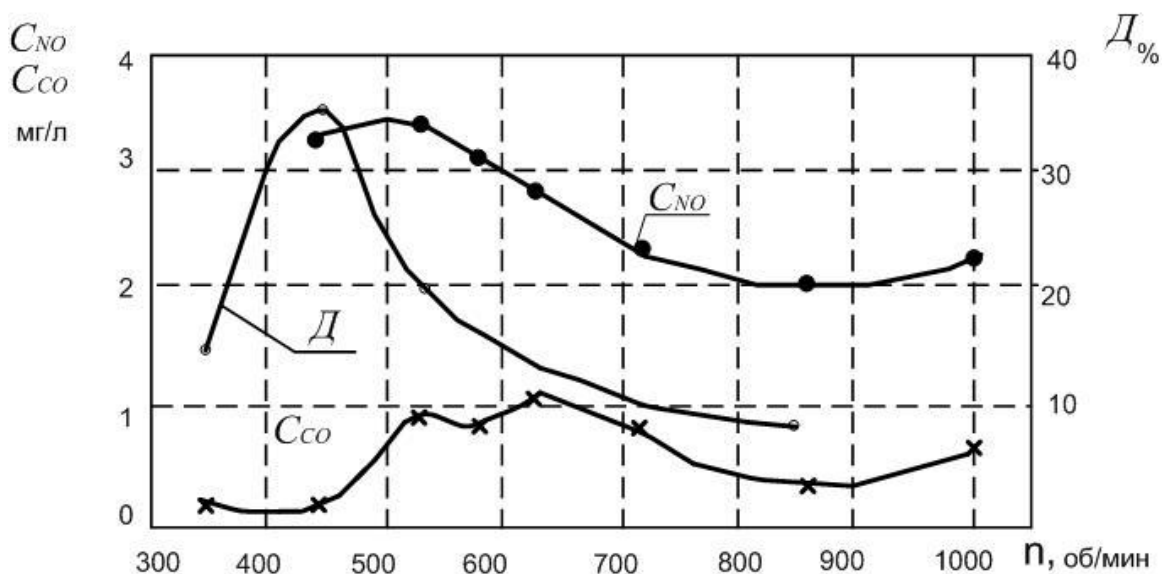


Рис. 1.4. Характеристики токсичности двигателя типа: 2В-9ДГ

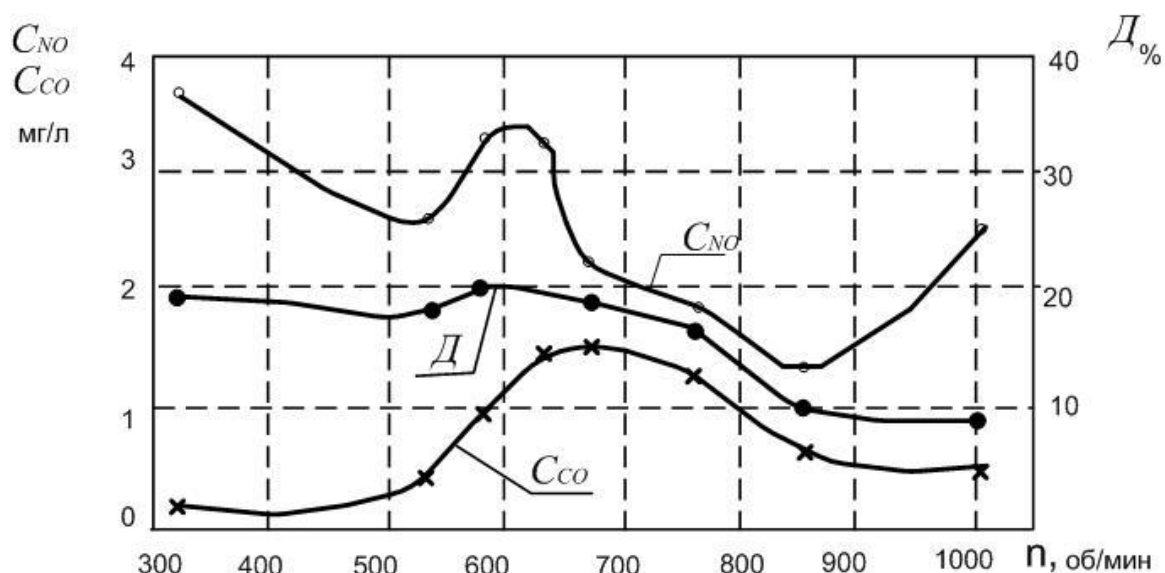


Рис. 1.5. Характеристики токсичности двигателя типа: 1А-26ДГ

Уменьшить количество вредных выделений при стендовых испытаниях двигателей можно за счет корректирования режимов приработки и сокращения длительности обкатки. Последнее мероприятие, кроме того, способствует оптимизации условий труда. В работе [56] исследовался процесс обкатки двигателей, а в нашем случае рассматривается машина в целом, но и в нашем случае при обкатке машины можно также уменьшать количество ВВ и технологическое время обкатки за счет сокращения времени испытаний на тех режимах, где выбросы ВВ максимальны. Математические модели выделения $C_{20}H_{12}$ и окислов азота позволяют выявить такие режимы.

Однако рассмотренные аппроксимационные зависимости не описывают физически обоснованных закономерностей процессов горения и смешения, а также образования ВВ в камере сгорания машины.

Процесс образования продуктов сгорания топлива зависит от значения концентраций исходных компонентов и температуры в её локальных зонах. Поэтому невозможно только на основании данных, например, по индицированию рабочего процесса двигателя и расчёта интегрального тепловыделения дать рекомендации по снижению эмиссии вредных веществ с ОГ.

Этих недостатков лишён подход, методологически предложенный в [24], который основан на расчётном моделировании интересующих процессов.

Здесь важно учитывать, что моделирование процесса образования того или иного ВВ базируется на моделях процесса горения, характерных для определённого типа двигателя.

Поэтому и была поставлена, а затем успешно решена задача, создания детальной модели химической кинетики, описывающей процесс сгорания топлива в источнике загрязнения (ДВС), которая при дополнении ее модулями термохимии и квазигазодинамики адекватно с высокой степенью точности воспроизводит основные энерго-экологические и экономические характеристики работы двигателя.

Кратко суть предложенных моделей в [24], степень их оригинальности, новизны, а также их программная реализация представлены во второй главе настоящей монографии.

Глава 2 Математическое и компьютерное моделирование эмиссии токсичных компонентов в камере сгорания транспортных машин.

2.1. Модель химической кинетики.

2.1.1 Уравнения химических превращений.

Модель детальной *химической кинетики* [24] сконструирована в следующих предположениях:

- темп наиболее быстрых реакций, сопровождающихся значительным энерговыделением (поглощением), не превышает уровня, при котором нарушается больцмановское распределение частиц по кинетической энергии;
- все реакции обратимы;
- константы скорости прямой и обратной реакций взаимосвязаны через энергетику превращения: их отношение равно константе равновесия;
- скорость каждой элементарной реакции подчиняется закону действующих масс, т.е. пропорциональна произведению концентраций реагентов.

Кинетическое уравнение химических превращений в КС имеет следующий вид:

$$\frac{dc_i}{d\tau} = f_i(c_k, T) - c_i \frac{d \ln V}{d\tau} + g_i + h_i, \quad (2.1)$$

где c_i и f_i – концентрации i -го химического компонента (в газообразном состоянии) и скорость его наработки в химических реакциях при постоянном объеме; τ – текущее время; T и V – температура и мгновенный объем КС; g_i и h_i – скорости изменения концентрации i -го компонента в результате турбулентного переноса вещества и фазовых переходов, т.е. испарения топливных капель.

В частном случае, при $g_i = h_i = 0$ для всех компонентов уравнение (2.1) описывает химические превращения при бесконечно интенсивном перемешивании и постоянной массе рабочего тела. Турбулентные члены в уравнении (2.1) определяются формулами:

$$g_i = -\delta_{i,O_2} \cdot f_i(c_k, T) + (\delta_{i,O_2^*} - \delta_{i,O_2}) \cdot k_{turb} \cdot C_{O_2},$$

$$h_i = \delta_{i,F} \cdot \frac{N_A}{V} \cdot \frac{3D_f}{\Lambda_f^2} \cdot \frac{m_f(O)}{\mu_f} \cdot \exp\left(-\frac{3D_f}{\Lambda_f^2} \cdot \tau\right),$$

где δ_{ij} – символ Кронекера; N_A и μ_f – число Авогадро и молекулярный вес топлива; $m_f(O)$ и L_f – цикловая подача и удельная теплота парообразования топлива; Λ_f – средний диаметр капель распыленного топлива; D_f – коэффициент диффузии паров топлива в вакуум; индекс f обозначает топливо с условной формулой, например, для дизельного топлива.

2.1.2. Математическая модель, учитывающая турбулентность.

Математическая модель *турбулентности*, которая учитывается в уравнении (2.1), предполагает существование двух форм молекулярного кислорода O_2 и O_2^* , причем химически активна и участвует в превращениях лишь вторая форма. Кислород же в форме O_2 может превращаться в O_2^* в единственной необратимой реакции активации:



где k_{turb} [1/с] – константа скорости перехода кислорода в активную форму, численно равная обратному времени турбулентной диффузии кислорода в топливный факел или отношению поверхности факела к коэффициенту диффузии кислорода в условиях заряда $D_{turb} = D \cdot (1 + Re)$, где D – коэффициент молекулярной диффузии; Re – число Рейнольдса.

С физической точки зрения такой подход представляется вполне обоснованным при условии согласования величин k_{turb} и коэффициента избытка воздуха α как имеющих общую природу.

Искусственно введенный параметр скорости перехода кислорода в активную форму горения (2.2) есть временная характеристика, показывающая качество перемешивания топливовоздушной смеси, и для каждого типа дизеля подбирается в результате численных экспериментов в сравнении с эмпи-

рическими данными. Модель дополняется фактором, учитывающим интенсивность смесеобразования, и идентифицируется по основным индикаторным показателям работы двигателя машины (P_e и T), причем с учетом нагрузочной характеристики дизеля.

Нагрев рабочего тела в процессе горения-расширения описывается уравнением:

$$\frac{dT}{d\tau} = \frac{1}{M \cdot C_V} \cdot \frac{dQ_X}{d\tau} - \frac{R \cdot T}{C_V} \cdot \frac{d \ln V}{d\tau} - \frac{1}{M \cdot C_V} \cdot \frac{dQ_{\Pi}}{d\tau} - \frac{1}{M \cdot C_V} \cdot \frac{dQ_{И}}{d\tau}, \quad (2.3)$$

где $M = \sum M_i$ и $C_V = C_V(C_K, T)$ – количество газообразного вещества в КС и молярная изохорная теплоемкость рабочего тела; R – универсальная газовая постоянная; Q_X , Q_{Π} и $Q_{И}$ – количество теплоты, выделяемое в процессе химических превращений, теряемое в результате совокупного теплообмена между рабочим телом и стенками КС и расходуемое на испарение капель топлива.

Скорость тепловыделения в химических реакциях задается уравнением:

$$\frac{dQ_X}{d\tau} = M \cdot \sum_k H_k \cdot W_k, \quad (2.4)$$

где H_k и W_k – тепловыделение k -ой химической реакции и ее скорость.

Уравнения непроизводительных тепловых потерь и изменения объема камеры сгорания двигателя можно записать в виде:

$$\frac{dQ_{\Pi}}{d\tau} = \frac{\alpha_w \cdot \omega}{3\pi} \cdot \frac{R}{C_V} \cdot \frac{(d/2) + S_n}{d \cdot S_n} \cdot (T - T_w), \quad (2.5)$$

$$\frac{d \ln V}{d\tau} = \frac{\sin \omega \cdot \tau + (\lambda_d/2) \cdot \sin 2 \cdot \omega \cdot \tau}{2 \cdot \left[\frac{1}{\varepsilon - 1} + \frac{1}{2} \cdot (1 - \cos \omega \cdot \tau + (\lambda_d/2) \cdot \sin^2 2 \omega \cdot \tau) \right]} \cdot \omega, \quad (2.6)$$

где d и S_n – диаметр цилиндра и ход поршня; α_w , ω и T_w – усредненный коэффициент теплоотдачи, частота вращения коленчатого вала двигателя и температура стенок камеры сгорания; ε и λ_d – геометрическая степень сжатия и отношение радиуса кривошипа к длине шатуна.

Главным достоинством кинетической ИММ является наиболее полный учет химических реакций (до 400). С помощью интегрирования уравнений (2.1) - (2.6) можно определить: период задержки воспламенения, максимальный темп энерговыделения, критические условия для воспламенения. Таким образом, в рамках модели имитируется динамика горения посредством комбинации динамических зависимостей параллельно и последовательно протекающих реакций.

Уравнения (2.1) - (2.6) дополняются замыкающим соотношением, учитывающим термодинамическое состояние рабочего тела и начальными условиями:

$$P \cdot V = M \cdot R \cdot T, \quad (2.7)$$

где P - давление газов в цилиндре ДВС. Начальные условия выбираются в соответствии с конкретным типом двигателя и способом организации рабочего процесса.

Отличительной чертой и главным достоинством кинетической ИММ является наиболее полный учет химических реакций (до 400 химпревращений). Интегрированием уравнений (2.1) - (2.7) можно определить временные показатели химизма (период задержки воспламенения, максимальный темп энерговыделения, критические условия для воспламенения смеси) синтетическим образом, т.е. на основе первичных кинетических данных по отдельным элементарным реакциям. В рамках модели имитируется динамика совокупного горения посредством комбинации динамических показателей отдельных параллельно и последовательно протекающих реакций.

Разработанная в [17] кинетическая схема горения позволяет синтезировать временные и другие кинетические показатели топливно-воздушного заряда. Следует подчеркнуть, что при формировании кинетической схемы отбирались только реакции, существенные для совокупного химизма. Фрагмент кинетической схемы образования окислов углерода и углеводородов в поршневом ДВС [18, 19] приведен в табл.2.1.

Схема реакции: $A+B+C \xrightarrow{k} D+E+F$	Константа скорости реакции k
$O_2+O_2 \rightarrow O+O_3$	$8.0 \cdot 10^{-12} e^{-49824/T}$
$O+H_2O_2 \rightarrow OH+HO_2$	$1.4 \cdot 10^{-12} e^{-2000/T}$
.....
$C_{14}H_{30} \rightarrow 2C_3H_6 + 3.5C_2H_4 + CH_4$	$5 \cdot 10^{12} e^{-11000/T}$
$C_3H_6 \rightarrow C_2H_4 + 0.5C_2H_2 + H$	$5 \cdot 10^{13} e^{-13000/T}$

2.2. Термохимическая модель образования токсичных веществ

2.2.1 Математическая модель термохимического равновесия.

В [22] была разработана *термохимическая* модель, построенная на следующих допущениях:

- система реагирующих веществ консервативна;
- газовая фаза идеальна и ее состояние описывается уравнением Менделеева-Клапейрона;
- жидкая и твердая фазы представляют собой чистые вещества или идеальные растворы, удельные объемы которых ничтожны по сравнению с удельным объемом газовой фазы;
- молярные теплоемкости компонентов C_p не зависят от температуры.

Методы формирования моделей термохимии можно разделить на две группы. В первую группу входят расчетные схемы, основанные на минимизации совокупного изобарно-изотермического потенциала для физико-химической системы с реакциями и фазовыми переходами. Этот подход основан на определении химического и, в общем случае, фазового состава рабочего тела путем решения системы алгебраических уравнений.

Во вторую группу входят расчетные схемы решения систем уравнений термодинамического равновесия, материального баланса и состояния. Они являются следствием уравнений термохимического потенциала Гиббса-Гельмгольца. Модель термохимического равновесия строится как совокуп-

ность I уравнений двух типов: J соотношений материального баланса (по числу входящих в систему химических элементов) и K соотношений, определяющих смещение равновесия в допустимых реакциях превращения.

Тепловыделение $\Delta H(\varphi)$ связана с долей прореагировавшего топлива $x(\varphi)$ в зависимости от текущего угла поворота φ коленвала двигателя, их значения служат исходными данными для расчета равновесного химического состава в камере сгорания дизеля по Гиббсу-Гельмгольцу:

$$\Phi_i - \frac{\Delta H_i}{T} - R \cdot \ln M_i - R \cdot \ln \frac{RT}{V} + \sum \xi_{ji} \cdot \psi_j = 0, \quad i=1, \dots, I, \quad (2.8)$$

$$\sum \xi_{ji} \cdot M_i = b_j, \quad j=1, \dots, J \quad (2.9)$$

$$P = \frac{M \cdot R \cdot T}{V}, \quad M = \sum M_i \quad (2.10)$$

M_i – равновесное количество i -го химического компонента в камере сгорания дизеля; ξ_{ij} – число атомов j -го элемента в i -ом компоненте; b_j – молярное содержание j -го элемента в камере сгорания; Φ_i и ΔH_i – приведенная энергия Гиббса и теплота образования i -го компонента из простых веществ в стандартных условиях; ψ_j – множители Лагранжа.

Важным преимуществом данной математической модели, например перед моделью, изложенной в [83] является возможность оценивать концентрации значительно большего числа вредных веществ в отработавших газах дизелей тепловозов. Для решения уравнений (2.8) - (2.10) в [19] разработан итерационный алгоритм, сходимость которого обеспечивается при любых значениях термодинамических параметров вне зависимости от качества начального приближения. При расчете химического состава выхлопных газов в термохимической суб-модели учтены следующие вещества: N_2 , O_2 – основные компоненты воздуха; CO_2 , H_2O – продукты полного сгорания углеводородных топлив; CO , CH_3 , C_2H_4 – продукты неполного сгорания углеводородов; N_2O , NO , N_2O_3 , NO_2 , N_2O_5 – побочные продукты окисления азота в КС; SO , SO_2 , SO_3 – продукты окисления серосодержащих примесей в топливе;

твердые частицы (ТЧ) $C_{\text{ТВ}}$ и $S_{\text{ТВ}}$. Используемые при составлении модуля схема химического равновесия и отвечающие ей исходные термохимические данные для основных реагентов, продуктов и промежуточных веществ представлены в [19].

2.2.2 Модель неравновесной химической кинетики

В настоящее время в практике проектирования ДВС более серьезное внимание уделяется рассмотрению процессов горения в камере сгорания двигателя с позиций неравновесной химической кинетики, чем классической равновесной термодинамики или даже термогазодинамики топливного факела. Основными (базовыми) уравнениями в моделях горения топливного заряда в камерах сгорания тепловых двигателей являются выражения, представленные в форме Шваба-Зельдовича и подробно описанные в [17, 18].

Материальная открытость системы в кинетической (2.1)-(2.7) и квазигазодинамической моделях учитывается посредством аппроксимации впрыска топлива гладкой функцией вида:

$$G(\tau) = \psi(n) \cdot \frac{G_{\Sigma}}{\sqrt{\pi} \cdot \Delta \tau_{inj}} \exp \left\{ - \left(\frac{\tau - (\tau_{inj} - \Delta \tau_{inj})}{\Delta \tau_{inj}} \right)^n \right\}, \quad (2.11)$$

где: τ_{inj} и $\Delta \tau_{inj}$ – момент начала подачи топлива в КС и ее длительность; n ($2 \dots \infty$) – степень близости распределения топливоподачи во времени к гауссову и прямоугольному; $\psi(n) \sim 1$ – нормировочный множитель.

Для аппроксимации законов впрыска с ярко выраженной асимметрией удобно использовать линейную комбинацию двух законов типа (2.11), удовлетворяющую условиям подобия и нормировки.

Энергетическая открытость уравнений (2.1)-(2.7) и квазигазодинамической ИММ учитывается посредством широко используемого в инженерных расчетах уравнения Ньютона-Рихмана.

Возникновение детонации в ИММ на основе уравнений (2.1)-(2.10) отслеживается сравнением вычисляемого на каждом шаге истинного темпа

подъема средней температуры T в КС с контрольным значением этой величины. Контрольная величина получается в предположении, что фронт пламени распространяется со скоростью звука u_s . Математическая формулировка используемого при расчетах критерия возникновения детонации имеет вид:

$$dT/d\tau \geq (u_s/l) \cdot T,$$

где l - характерный размер КС; T – текущая температура в КС.

Опыт тестирования всех описанных выше ИММ побудил к их усовершенствованию в части учета неоднородности заряда. Действительно, рассчитываемые в предположении однородности состава концентрации продуктов сгорания оказываются заниженными. Это касается как продуктов неполного сгорания - CO , C_nH_m , так и побочных продуктов окисления NO_x . Объяснение данного факта состоит в том, что выход этих продуктов в реальных ДВС в большей степени определяется неоднородностью топливно-воздушной смеси, нежели гомогенными процессами окисления.

С целью проверки этой гипотезы предположение об однородности заряда было заменено предположением о существовании в нем трех внутренне однородных зон:

1) зоны с номинальным коэффициентом избытка воздуха $\alpha_1 = \alpha$, в которой сгорает x - доля топлива ($0 < x < 1$);

2) зоны с коэффициентом избытка воздуха $\alpha_2 = 0,7$, где сгорает $\frac{1-x}{2}$ - доля топлива;

3) зоны с коэффициентом избытка воздуха $\alpha_3 = 2\alpha - 0,7$, где сгорает остаток топлива. Итоговая концентрация i -го компонента в ОГ рассчитывается по формуле:

$$\langle c_i \rangle = (1/2) \cdot (1-x) c_i^{0,7} + x c_i^{\alpha} + (1/2) \cdot (1-x) c_i^{2\alpha-0,7},$$

где верхний индекс при c_i соответствует локальному коэффициенту избытка воздуха. В расчетах для аппроксимации x используется зависимость $x = \text{th}(\tau_{ch}/\tau_{gd})$, в которой τ_{ch} и τ_{gd} являются характерными временами химического окисления заряда и газодинамического перемешивания. Внесение описанной

коррективы в исходную ИММ значительно улучшило согласие рассчитываемых величин c_i с известными из эксперимента данными.

2.2.3. Автоматизированная система ENGINE

Описанные выше имитационные математические модели (ИММ) рабочего процесса в ДВС были объединены в рамках единого программного обеспечения - автоматизированной системы (АС) *ENGINE* компьютерного моделирования энергетических и экологических характеристик транспортных двигателей [23]. Создание АС *ENGINE* можно рассматривать, с одной стороны, как переход на более высокий уровень инженерных расчетов рабочего процесса в ДВС, а с другой, как альтернативу исследовательским технологиям детального компьютерного моделирования горения.

АС *ENGINE* реализована в двух вариантах - исследовательском и учебном. Исследовательская версия АС объединяет все три ИММ, а также информационно-справочную систему. В состав учебной версии входят наиболее простая и наглядная термодинамическая модель рабочего процесса, модель термохимического анализа продуктов сгорания и модули поддержки обучения.

Исследовательская версия АС включает: базы данных (БД) по существующим конструкциям и топливам; модули термодинамического и термохимического анализа; модуль детального моделирования химии горения топливно-воздушного заряда; модуль расчета квазигазодинамики горения; модуль ввода-вывода, интегрированный в символьно-графический интерфейс пользователя. Структурная схема АС *ENGINE* представлена на рис.2.1.

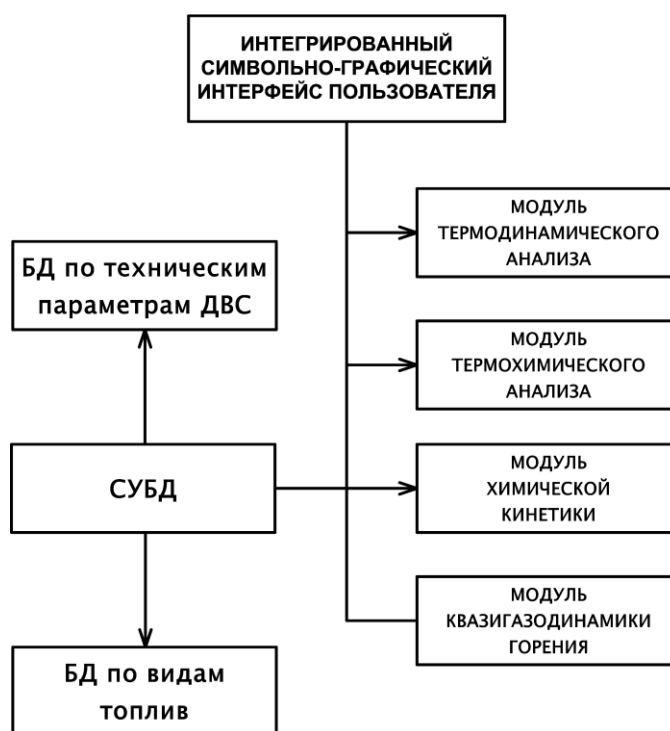


Рис. 2.1 Структурная схема исследовательской версии автоматизированной системы *ENGINE*

В базах данных хранятся технические характеристики существующих ДВС и физико-химические свойства топлив, для внесения дополнений и изменений в БД в составе АС *ENGINE* имеется соответствующая СУБД. Предполагается использование БД на ранних этапах разработки новых конструкций при первичном выборе технических решений исследуемого двигателя. Таковыми являются: компоновочная схема, рабочий объем цилиндров и их число, частота вращения коленвала и другие параметры. Внесение в конструкцию необходимых уточнений и/или изменений осуществляются при помощи вышеперечисленных аналитических средств. Модуль термодинамического (ТД) анализа является программной реализацией классического расчета рабочего цикла поршневых машин. Модуль химической кинетики (ХК) реализует разработанную методику имитационного моделирования горения в ДВС, применимую в определенной степени для любых поршневых двигателей и углеводородных топлив. Ядро модуля квазигазодинамики (ГД) горения составляет нульмерная математическая модель динамики-смешения-горения

топливного факела в двигателе с любым (как внешним, так и внутренним) смесеобразованием. Модуль хорошо приспособлен для моделирования рабочего процесса в ДВС с воспламенением от сжатия. Для воспламенения с инжекторным впрыском, где заряд неоднороден по составу и температуре, правомочность применения ИММ химической кинетики может оспариваться.

Модуль *термохимии* (ТХ) реализует алгоритмы решения систем уравнений термодинамического равновесия, материального баланса и состояния. Эти уравнения являются следствием уравнений термохимического потенциала типа Гиббса-Гельмгольца. Подсистема ввода-вывода реализована с использованием как символьных, так и графических возможностей ПК, что делает ее доступной и удобной в эксплуатации для широкого круга инженеров - исследователей. Вид наиболее часто используемых форм ввода-вывода исследовательского варианта АС показан на рис.2.2- 2.4.

КОНСТРУКТИВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ДВИГАТЕЛЯ:									
Тактность $i=$	4	Число цилиндров $N=$	6	Объем КС $V=$	27200	ДП $D=$	31		
Частота $\omega=$	550	Степень сжатия $\varepsilon=$	13	РК/ХП		$\gamma=$	0.25		
ХАРАКТЕРИСТИКИ МОТОРНОГО ТОПЛИВА:									
Вид топлива		Агрегатное состояние				Теплотворность			
Дизельное топливо		жидкость				42830 Дж/г			
Состав топлива, массовых %		C	H	O	N	S	Pb	A	W
		86.3	13.3	0.04	0.05	0.3	0	0.01	0
ПАРАМЕТРЫ РАБОЧЕГО ЦИКЛА:									
Начальное давление $P_0=$		1.3		Начальная температура $T_0=$		317		ТКС	$T_w=$
									550
КИВ $\alpha=$	2.1	ДРК $\lambda=$	50	МНВ $\tau_{мн}=$	24	ДВ $\Delta \tau=$	24		
Модель горения:		Копировать форму в файл							
<input type="radio"/> Газодинамическая <input checked="" type="radio"/> Химкинетическая									
		<input data-bbox="810 1525 938 1547" type="button" value=" << Вернуться "/> <input data-bbox="954 1525 1241 1547" type="button" value=" Рассчитать химгазодинамику >> "/>							

Рис. 2.2 Ввод условий химкинетического или газодинамического расчета
в исследовательской версии программы *ENGINE*

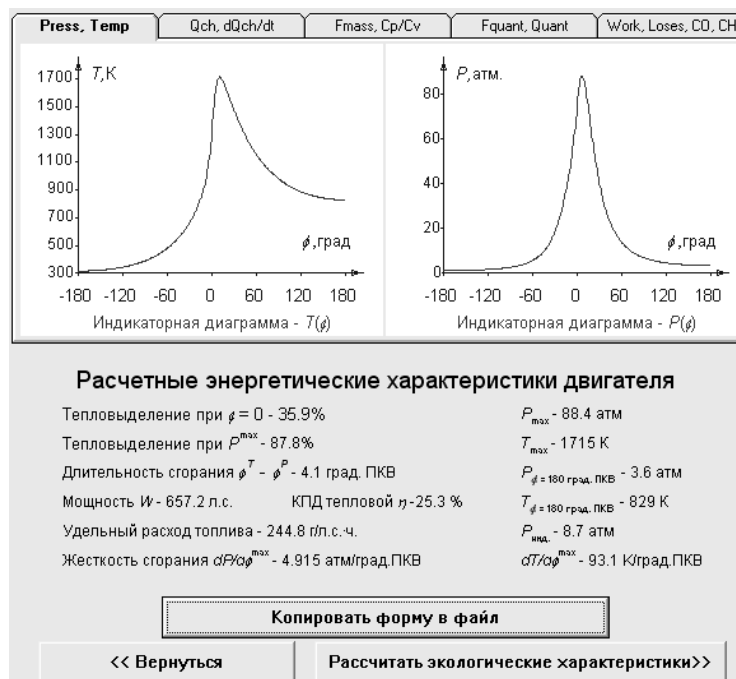


Рис. 2.3 Выдача результатов химкинетического и газодинамического расчетов в исследовательской версии программы *ENGINE*

Дифференциальные экологические показатели:			<< Вернуться
Вещество	Химическая формула	Содержание в ОГ, объемных %	
Оксид углерода	CO	0.0818	Копировать
Углеводороды	C _n H _m	0.0035	
Оксиды азота	N _x O _y	0.0007	
Оксиды серы	SO _x	0.0082	
Соединения свинца	PbO, PbCN	0 усл. г/кг топл.	
Углекислый газ	CO ₂	6.6817	
Водяной пар	H ₂ O	6.2364	
Кислород	O ₂	10.48	
Азот	N ₂	76.4872	
Углерод сажи	Ств	0	
Сера зольная	Ств	0	
Интергальные экологические показатели:			Копировать
Параметр	Обозначение	Величина	
Дымность выхлопа	Д	18.0405%	Копировать
Экологичность по СО	Е	726.7 усл. г/кг топл.	
Эколого-экономический коэффициент = = [экологичность по СО] × [удельный расход топлива] = = 177.8817 усл. г/л.с. час			Копировать

Рис. 2.4 Выдача результатов расчета экологических показателей в исследовательской версии программы *ENGINE*

Оболочка АС и пользовательский интерфейс запрограммированы с использованием программного обеспечения (ПО) *Delphi*, а расчетные модули подсистем – алгоритмического языка Фортран. Удобство работы с АС EN-

GINE обеспечивается проблемно-адаптированной организацией интерфейса пользователя, выражающейся в категорировании входных и выходных параметров по физическому и техническому содержанию, а также наличием всплывающих подсказок, активизированной системы параметрических ограничений и других сервисных возможностей.

Возможности исследовательского варианта АС позволяют решать с ее помощью разнообразные исследовательские задачи, в частности, оптимизацию рабочего процесса ДВС, вопросы диагностики, факторного анализа и ранжирования протекающих процессов, применения альтернативных топлив и снижения токсичности ОГ.

2.3 Математическая модель процесса выделения бенз(а)пирена.

Предлагаемая математическая модель образования и выгорания бенз(а)пирена рассчитывалась для комбайнов «Acros 530», «DON-680M» с двигателями ЯМЗ-236, ЯМЗ-238, тракторов – Д-120, Д-240 и автомобиля «КАМАЗ 5320» с двигателем К-740. Температура на номинальном режиме работы таких двигателей около 400°C, что, естественно, приводит к мгновенному сгоранию любых фильтров. Для глубокого охлаждения и последующих двух этапов обработки результатов эксперимента необходимо использовать дорогостоящие приборы и оборудование, которое имеется только в крупных исследовательских центрах. По этой причине использовали уже известные надежные экспериментальные данные, в частности, данные из [30, 56].

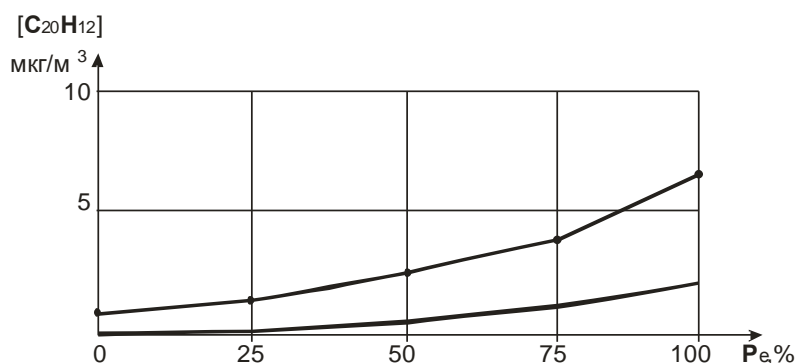


Рис. 2.5 Уровень концентрации Б(а)П в ОГ в зависимости от относительной нагрузки дизельных двигателей.

2.3.1 Построение математической модели бенз(а)пирена

Как уже сказано ранее в п. 1.2, дифференциальное уравнение (1.4), описывающее процесс образования и сгорания бенз(а)пирена, имеет вид:

$$\frac{d[C_{20}H_{12}]}{d\varphi} = \omega^{-1} \left(A[C_2H_2]^m - B[C_2H_2]^n [C_{20}H_{12}] \right),$$

где φ – угол поворота коленчатого вала ($\varphi \in [-\pi; \pi]$), ω – зависящая от режима работы частота вращения, $[C_2H_2](\varphi)$ – массовая концентрация ацетилена в КС, $[C_{20}H_{12}](\varphi)$ – массовая концентрация $C_{20}H_{12}$, A и B – параметры, подлежащие определению.

Следует отметить, что АС «ENGINE», используемая для расчета концентрации ацетилена, на самом деле рассчитывает концентрации суммарных углеводородов. В работе [59] представлены данные о том, что по завершению фазы активного горения основным углеводородом в ОГ является именно ацетилен. Это объясняется наибольшей прочностью химической связи ацетилена среди $C \equiv C$ связей в углеводородах с теплотой сгорания, близкой к теплоте сгорания моторных топлив. Массовая концентрация ацетилена незначительно (на 2-3 %) отличается от суммарной концентрации углеводородов в диапазоне $\varphi \in [-20^\circ; 0^\circ]$, а далее эти концентрации совпадают.

В исследуемой нами модели предполагалось, что $m = 5$, а $n = 2$.

Отметим, что из физического смысла процесса горения следует, что $[C_{20}H_{12}](-\pi) = 0$. Поэтому фактически под математической моделью процесса образования и сгорания бенз(а)пирена мы будем понимать задачу Коши:

$$\begin{cases} \frac{d[C_{20}H_{12}]}{d\varphi} = \omega^{-1} \left(A[C_2H_2]^5 - B[C_2H_2]^2 [C_{20}H_{12}] \right) \\ [C_{20}H_{12}](-\pi) = 0 \end{cases} \quad (2.12)$$

В задаче Коши (2.12) рассматривается линейное дифференциальное уравнение с известными переменными коэффициентами $[C_2H_2]^5(\varphi)$, $[C_2H_2]^2(\varphi)$ и неизвестными параметрами A и B . Массовая концентрация ацетилена – функция $[C_2H_2](\varphi)$ – вычисляется автоматизированной системой «ENGINE» [26]. Значения $[C_2H_2](\varphi)$ генерируются «ENGINE» с шагом 1°

($\varphi \in [-180^0; +180^0]$) для разных видов двигателей, различных видов топлива и разных режимов работы машины [11]. Так как коэффициенты $[C_2H_2]^5(\varphi)$ и $[C_2H_2]^2(\varphi)$ в уравнении задаются не аналитически, а таблично, то и задачу Коши (2.12) мы будем решать численно, с таким же шагом $\varphi = 1^0$, одним из известных методов – методом Эйлера или методом Рунге-Кутты. Главной трудностью решения задачи является нахождение параметров A и B .

2.3.2 Нахождение неизвестных параметров модели

Расчет неизвестных констант A и B основан на некоторой модификации метода из работы [59], который авторы этой работы называли методом каскадной (двухэтапной) факторизации. Кратко опишем метод каскадной факторизации, а его модификация рассмотрена ниже.

Метод каскадной факторизации

Решается дифференциальное уравнение первого порядка с двумя неизвестными параметрами: $y'(x) = f(x, y, A, B)$ в предположении, что решение допускает приближенное представление: $y(x) = \Phi(A, B, x)$.

Далее предлагается отобрать надежные экспериментальные данные, и каждой реализации присвоить номер i ($i = 1, \dots, I$). После этого задаются базовые значения искомых параметров $A=A_0$, $B=B_0$, и строится полигон узловых значений размерности (9×9) по формулам:

$$A_j = A_0 \cdot 10^{\frac{j-4}{2}}, \quad j=0, \dots, 8, \quad B_k = B_0 \cdot 10^{\frac{k-4}{3}}, \quad k=0, \dots, 8. \quad (2.13)$$

Отметим, что такой полигон узловых значений параметров можно задавать и любой другой размерности, например, (7×7) или (11×11) , причем шаг полигона также можно регулировать.

Затем одним из приближенных методов предлагается решать не одно, а сразу 81 дифференциальное уравнение для всех пар параметров (A_j, B_k) . С целью аппроксимации истинных значений $\Phi(A, B, x_i)$ предполагается, что имеет место зависимость:

$$\lg \Phi(A, B, x_i) = \alpha_i \cdot \lg A + \beta_i \cdot \lg B, \quad (2.14)$$

где α_i, β_i – функции аргумента x_i , которые служат некоторыми “проектирующими” параметрами. Параметры α_i, β_i находятся из условия минимизации

$$\sum_{j,k} (\lg \Phi_{j,k}^i - \alpha_i \cdot \lg A_j - \beta_i \cdot \lg B_k)^2 \rightarrow \min ,$$

где $\Phi_{j,k}^i = \Phi(A_j, B_k, x_i)$, и вычисляются на основе метода наименьших квадратов [91] по формулам:

$$\alpha_i = \left(\left(\sum_{j,k=0}^8 \lg \Phi_{j,k}^i \cdot \lg A_j \right) \cdot 9 \cdot \sum_{k=0}^8 (\lg B_k)^2 - \left(\sum_{j,k=0}^8 \lg \Phi_{j,k}^i \cdot \lg B_k \right) \cdot \sum_{j,k=0}^8 \lg A_j \cdot \lg B_k \right) / \Lambda , \quad (2.15)$$

$$\beta_i = \left(\left(\sum_{j,k=0}^8 \lg \Phi_{j,k}^i \cdot \lg B_k \right) \cdot 9 \cdot \sum_{j=0}^8 (\lg A_j)^2 - \left(\sum_{j,k=0}^8 \lg \Phi_{j,k}^i \cdot \lg A_j \right) \cdot \sum_{j,k=0}^8 \lg A_j \cdot \lg B_k \right) / \Lambda , \quad (2.16)$$

$$\text{где: } \Lambda = 81 \cdot \sum_{j,k=0}^8 (\lg A_j)^2 \cdot \sum_{k=0}^8 (\lg B_k)^2 - \left(\sum_{j,k=0}^8 \lg A_j \cdot \lg B_k \right)^2 .$$

Далее по вычисленным значениям α_i, β_i ($i=1, \dots, I$) и отобраным экспериментальным данным $y_i = y(x_i)$ находятся параметры A и B в виде:

$$\lg A = \left(\left(\sum_{i=1}^I \alpha_i \cdot \lg y(x_i) \right) \cdot \sum_{i=1}^I (\beta_i)^2 - \left(\sum_{i=1}^I \beta_i \cdot \lg y(x_i) \right) \cdot \sum_{i=1}^I (\alpha_i \beta_i) \right) / C , \quad (2.17)$$

$$\lg B = \left(\left(\sum_{i=1}^I \beta_i \cdot \lg y(x_i) \right) \cdot \sum_{i=1}^I (\alpha_i)^2 - \left(\sum_{i=1}^I \alpha_i \cdot \lg y(x_i) \right) \cdot \sum_{i=1}^I (\alpha_i \beta_i) \right) / C , \quad (2.18)$$

$$C = \sum_{i=1}^I \alpha_i^2 \cdot \sum_{i=1}^I \beta_i^2 - \left(\sum_{i=1}^I \alpha_i \beta_i \right)^2 . \quad (2.19)$$

Модификация метода каскадной факторизации.

Отметим, что при аппроксимации функции $[C_{20}H_{12}](\varphi)$ с помощью (2.14) постоянные A и B находятся не единственным образом. Действительно, если $\lg \Phi(\varphi_i) = \alpha(\varphi_i) \cdot \lg A + \beta(\varphi_i) \cdot \lg B$, то $\lg \Phi(A, B, x_i) = \mu \cdot \alpha(\varphi_i) \cdot \lg A^{1/\mu} + \nu \cdot \beta(\varphi_i) \cdot \lg B^{1/\nu}$, и, следовательно, вычисления могут привести, вообще говоря, к различным наборам проектирующих параметров $\alpha(\varphi_i)$, $\beta(\varphi_i)$ и к различным значениям параметров A и B . В связи с этим неизвестные параметры A и B следует подбирать особенно тщательно, согласуя подбор с результатами эксперимента.

Кроме того, следует подчеркнуть, что экспериментальные данные в нашей задаче могут быть получены только при выхлопе, то есть при $\varphi = 180^\circ$.

Таким образом, формулы (2.15) – (2.16) позволяют вычислить α_i, β_i только для одного значения i , но в этом случае формулы (2.17)-(2.18) теряют смысл.

Модификация метода состоит в следующем: на первом этапе построения полигона пар параметров (A_j, B_k) они вычисляются не по формулам (2.13), а по формулам (2.20). Введенные параметры k_1 и k_2 позволяют менять шаг, благодаря чему пары (A_j, B_k) берутся не произвольно, а с помощью соответствующей процедуры, описанной ниже в St. 2 алгоритма, подбираются так, чтобы распределение вычисленных теоретических значений $[C_{20}H_{12}](180^0): \{[C_{20}H_{12}](A_j, B_k, 180^0)\}_{j,k=0,\dots,8}$ соответствовало распределению экспериментальных данных (рис.2.5). Затем вычисляются параметры α_i, β_i ($i=0,\dots,359$), и по ним строятся уточненные значения A и B по формулам (2.17) – (2.19). С этими параметрами решается задача Коши (2.12) и строится график искомой функции $[C_{20}H_{12}](\varphi)$. Построение и исследование данной математической модели представлено в работах [11, 27, 37].

2.3.3 Алгоритм исследования модели

St. 1. Ввод исходных данных. В соответствии с режимом работы двигателя задается значение ω . Вводятся значения функции $[C_2H_2]$ с шагом $\Delta\varphi=1^0$, $\varphi \in [-180^0; +180^0]$. В автоматизированной системе “ENGINE” функция $[C_2H_2]$ вычисляется в объемных процентах. Для перевода объемных процентов в массовую концентрацию используется коэффициент пересчета $M=1.1607 \cdot 10^7$.

St. 2. Создание полигона параметров $(A_0, \dots, A_8) \times (B_0, \dots, B_8)$. На первом этапе подбора пар параметров (A_j, B_k) задаем произвольные значения начальных параметров A_0, B_0, k_1, k_2 . Вычисляем A_j и B_k по формулам:

$$A_j = A_0 \cdot 10^{\frac{j-4}{k_1}}, \quad j=0,\dots,8, \quad B_k = B_0 \cdot 10^{\frac{k-4}{k_2}}, \quad k=0,\dots,8. \quad (2.20)$$

По этим формулам находим элементы (9×9) -матрицы пар параметров (A_j, B_k) и строим саму матрицу.

С помощью обращения к St. 3 алгоритма вычисляются значения искомой функции $[C_{20}H_{12}]$ на последнем шаге при $\varphi=180^0$ (при $i=359$) для каждой пары параметров: $\Phi_{359,j+9k}$ (2.21). Полученные значения сравниваем с набором

экспериментальных данных. Если полученная матрица приемлемо согласуется с таким набором, то переходим на St. 4, в противном случае из матрицы пар параметров $((A_j, B_k))_{j,k=0,\dots,8}$ выбираем ту пару, для которой расхождение с экспериментальными данными наименьшее, и присваиваем ее значения паре (A_0, B_0) . Далее повторяем процедуру вычисления матрицы значений $\Phi_{359,j+9k}$ и сравнения с набором экспериментальных данных до получения приемлемого результата.

Кроме пересчета пары начальных параметров (A_0, B_0) , вычислительный процесс нахождения полигона параметров $((A_j, B_k))_{j,k=0,\dots,8}$ можно ускорять управлением параметрами масштабирования k_1 и k_2 .

Ясно, что таким образом точно подобрать коэффициенты A и B не удастся, но можно выбрать такой полигон параметров (A_j, B_k) , который является наилучшей аппроксимацией имеющихся экспериментальных данных.

St. 3. Построение решения дифференциального уравнения на полигоне параметров $\{(A_j, B_k)\}_{j,k=0,\dots,8}$. Обозначим $i=1,\dots,359$ – номер итерации. Положим начальные значения функции $[C_{20}H_{12}]$: $[C_{20}H_{12}]_{0,j+9k}=0$.

В цикле для каждого $i=1,\dots,359$ и каждой пары значений $j,k=0,\dots,8$ проведем следующие вычисления. Дифференциальное уравнение (2.12) с $A=A_j$ и $B=B_k$ решаем с помощью метода Эйлера:

$$[C_{20}H_{12}]_{i,j+9k}=[C_{20}H_{12}]_{i-1,j+9k}+(A_j/\omega)\cdot(M[C_{20}H_{12}]_i)^5-(B_k/\omega)\cdot(M[C_{20}H_{12}]_i)^2[C_{20}H_{12}]_{i-1,j+9k}.$$

Здесь предполагается, что: $[C_{20}H_{12}]_{i,j+9k}=[C_{20}H_{12}](1^\circ(180-i))$, при $A=A_j, B=B_k$.

На i -ой итерации производятся вычисления для каждой пары коэффициентов (A_j, B_k) и в результате получается матрица значений функции $[C_{20}H_{12}]$:

$$(\Phi_{i,j+k}=[C_{20}H_{12}]_{i,j+9k})_{j,k=0,\dots,8}. \quad (2.21)$$

St. 4. Вычисление параметров α_i, β_i . Параметры α_i и β_i находим по формулам (2.15) – (2.16).

St. 5. Вычисление параметров A, B . По формулам (2.17) – (2.19) вычисляем $\lg A, \lg B$. Тогда: $A=10^{\lg A}; B=10^{\lg B}$.

St. 6. Построение решения дифференциального уравнения и графика функции $[C_{20}H_{12}]$. С помощью метода Эйлера решаем задачу Коши (2.12) для найденных коэффициентов A, B : $i=1 \dots 359, [C_{20}H_{12}]_0=0$,

$$[C_{20}H_{12}]_i = [C_{20}H_{12}]_{i-1} + (A/\omega) \cdot (M \cdot [C_2H_2]_i)^5 - (B/\omega) \cdot (M \cdot [C_2H_2]_i)^2 [C_{20}H_{12}]_{i-1}.$$

St. 7. Построение графика найденного решения.

2.4. Модель образования и закаливания оксидов азота

Рассчитанные по вышеприведенным моделям равновесные концентрации NO в условиях тепловозных ДВС оказались на два порядка ниже фактических. В связи с этим была использована модель образования окислов азота, основанная на методах математической статистики и учитывающая явление их “закаливания” в КС ДВС [59]. В этой работе исследовались две модели внутрицилиндровой кинетики выделения NO, которые описывались следующими уравнениями:

$$\frac{d[NO]}{d\varphi} = A \cdot P(\varphi) \cdot [N_2](\varphi) \cdot [O](\varphi) \cdot e^{\frac{-38000}{T(\varphi)+2200}} \cdot \frac{dQ}{d\varphi} - B \cdot \frac{P(\varphi)}{\omega^2} \cdot e^{\frac{-32000}{T(\varphi)}} \cdot [NO], \quad (2.22)$$

$$\frac{d[NO]}{d\varphi} = C \cdot P(\varphi) \cdot [N_2](\varphi) \cdot [O](\varphi) \cdot e^{\frac{-38000}{T(\varphi)+2200}} \cdot \frac{dQ}{d\varphi} - D \cdot \frac{P(\varphi)}{\omega^2} \cdot e^{\frac{-32000}{T(\varphi)}} \cdot [NO]^2. \quad (2.23)$$

Экспериментальные данные по выбросам ВВ от двигателей машин были отобраны из протоколов испытаний дизелей различных машин. Расчеты обеими моделями позволили определить, какой из этих двух механизмов гибели NO на стадии догорания предпочтителен.

Алгоритм ИММ классифицирован авторами как метод каскадной (двухэтапной) факторизации [17, 18]. Этот метод описан выше в п. 2.3.

В результате последующего интегрирования уравнений (2.22, 2.23) были получены зависимости $[NO]=f(\varphi)$ на различных режимах работы по нагрузочной характеристике данного дизеля, которые доказали наличие в камере сгорания полной закалки термических оксидов азота.

К недостаткам рассмотренных моделей следует отнести:

- в работе [59] в уравнениях (2.22 - 2.23) в первом слагаемом правой части уравнения был пропущен множитель $[N_2](\varphi)$, что сказывалось на точности вычислений;
- метод каскадной факторизации хорошо работает, когда экспериментальные данные известны для различных значений аргумента, а в рассматриваемом случае все они получены только для одного значения $\varphi = 180^\circ$.

Произведены новые расчеты этой модели с помощью модифицированного метода каскадной факторизации (см. п. 2.3.2) с внесенным в уравнения пропущенным множителем. Ниже будет показано, что адекватный сценарий внутрицилиндровой брутто-модели образования и эмиссии оксидов азота определен как второй вариант (2.23).

2.5. Эмпирические модели процесса выделения вредных веществ от источника.

Одним из направлений исследований является совершенствование и развитие инструментально-аналитического и расчетного методов определения выделения ВВ в воздух РЗ обкаточных и испытательных участков машиностроительных предприятий.

Инструментально-аналитический метод предпочтителен в условиях действующего производства и заменяется расчетным в случае невозможности проведения замеров. Расчетный метод применяется при проектировании предприятий, для прогнозирования, статистической отчетности и при составлении планов мероприятий по улучшению условий труда.

Текущий контроль на предприятиях машиностроения, так же как инспекционные проверки, выполняются инструментально-аналитическим методом. Он является более достоверным и на основе его подтверждаются или опровергаются оценочные расчетные величины выделения вредных веществ в рабочую зону. Этот вывод и определил создание достоверной модели процесса выделения ВВ в РЗ как эмпирической.

2.5.1 Модель процесса выделения вредных веществ при стационарных режимах работы источника

Следует заметить, что стационарные (“установившиеся”) режимы занимают основную часть времени технологического процесса обкатки машин.

Массовое выделение i -го ВВ с учётом устройств очистки ОГ (УОГ) и местных отсосов для одной обкатываемой машины определяется по формуле:

$$Q_i(t) = Q_{OG} \cdot C_i \cdot (1 - \eta \cdot \varphi_{OT}) \quad , \text{ г/с} \quad (2.24)$$

где Q_{OG} - объёмный расход отработавших газов двигателя внутреннего сгорания, $\text{м}^3/\text{с}$; C_i - концентрация i -го вредного вещества в ОГ; η - степень очистки стационарной системы очистки, установленной на стенде (обкатка, испытания, диагностирование); φ_{OT} - эффективность работы местного отсоса у обкаточного (испытательного) стенда.

Таким образом, формула (2.24) позволяет достоверно определить выделение ВВ в РЗ, если достаточно точно определены, входящие в неё величины. По сути, от точности математического описания зависимостей C_i , Q_{OG} , и φ_{OT} , полученных преимущественно на основе экспериментальных исследований и будет зависеть степень достоверности предлагаемой математической модели [1, 2].

2.5.1.1 Определение концентраций ВВ в ОГ источника. Методика получения полиномиальных зависимостей и оценка их достоверности.

Концентрации ВВ в ОГ источника напрямую зависят от параметров самого источника, а именно: от оборотов двигателя источника (машины) n , об/мин; от его мощности N , кВт; конструктивных параметрах источника (двигателя машины).

В общем виде такие зависимости могут быть представлены в виде регрессионных полиномов:

- для двигателей с воспламенением от сжатия:

$$C_i = A \cdot n^m + B \cdot n^{m-1} + \dots + C \cdot n + D, \text{ г/м}^3 \quad (2.25)$$

$$C_i = A \cdot \bar{N}^m + B \cdot \bar{N}^{m-1} + \dots + C \cdot \bar{N} + D, \text{ г/м}^3 \quad (2.26)$$

- для двигателей с принудительным зажиганием:

$$C_i = A \cdot \bar{\alpha}^m + B' \cdot \bar{\alpha}^{m-1} + \dots + C' \cdot \bar{\alpha} + D', \text{ г/м}^3,$$

где C_i - концентрация i -го ВВ в ОГ дизеля; n – обороты двигателя (источника), об/мин; \bar{N} - относительная мощность источника; $\bar{\alpha}$ - относительный коэффициент избытка воздуха; n - степень многочлена; $A, A', B, B', C, C', D, D'$ - численные коэффициенты полиномов.

Выбор той или иной зависимости определяется оснащённостью испытательных стендов и особенностями проведения обкатки.

Например, при обкатке тепловозных дизелей, оснащённых реостатами чаще применима формула (2.26).

Для автотракторных дизелей зачастую используют зависимость (2.25), когда удобнее снимать показания от оборотов n .

Для получения более точных данных о содержании токсичных веществ в ОГ в зависимости от нагрузки источника и режима его работы, были проведены натурные испытания на участке обкатки крупного предприятия автотракторного машиностроения, на автотранспортном предприятии, а также при проведении обкатки тепловозов после ремонта на пункте экологического контроля локомотивного депо.[5]

Общий вид зависимостей концентраций от оборотов для комбайна ACROS 530 представлен на рис. 2.6, исходные данные – замеры концентраций NO_x в ОГ – в таблице 2.2.

$C_{NO_x}, \text{г/м}^3$

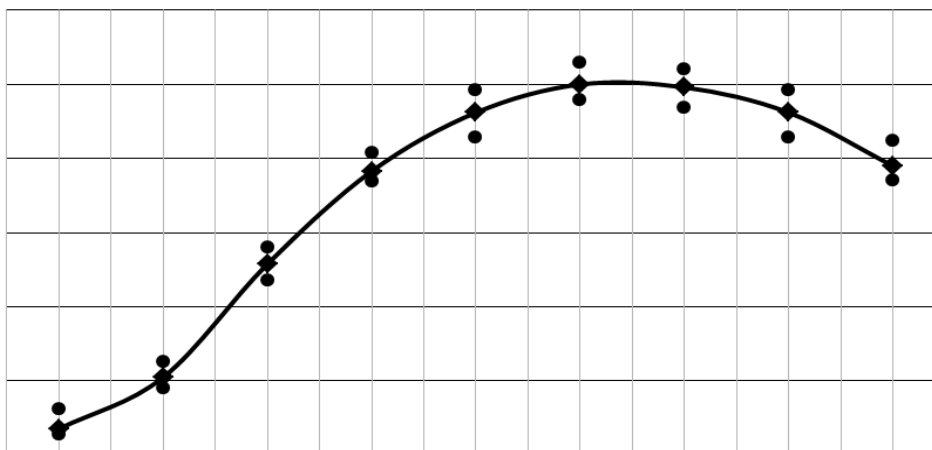


Рис. 2.6 Зависимость концентрации NO_x в ОГ от оборотов n , об/мин на ACROS 530

Таблица 2.2

Экспериментальные данные зависимости концентрации NO_x в ОГ от оборотов двигателя источника

п, об/мин	500	600	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2100
концентрация NO_x в ОГ, г/м³	0,805	1,127	1,899	2,539	2,960	3,150	3,100	2,960	2,617	2,563
	0,676	1,024	1,789	2,415	2,810	3,000	2,980	2,810	2,450	2,436
	0,637	0,952	1,675	2,343	2,641	2,896	2,845	2,641	2,354	2,270

Для повышения точности получения полиномиальных зависимостей необходимо использовать ПК, чтобы осуществить машинную обработку экспериментальных данных. В случаях, когда такие условия отсутствуют, получение экспериментальных данных требует специального подхода.

По таким зависимостям возможно вывести функции $C=f(n)$.

Зная скоростную характеристику дизеля ЯМЗ-238, которым оснащен комбайн ACROC-530 (рис. 2.7) можно вывести зависимость мощности этого двигателя от оборотов, в том числе и относительную мощность $\bar{N} = N_i / N_{\max}$:

$$N_i = -1,914 \cdot 10^{-8} \cdot n^3 + 4,942 \cdot 10^{-5} \cdot n^2 + 0,077 \cdot n - 20,707, \text{ л. с.}$$

(комбайн Дон-680, двигатель ЯМЗ-236);

$$N_i = 2,187 \cdot 10^{-8} \cdot n^3 - 1,406 \cdot 10^{-4} \cdot n^2 + 0,382 \cdot n - 142,296, \text{ л.с}$$

(комбайн ACROC-530, двигатель ЯМЗ-238);

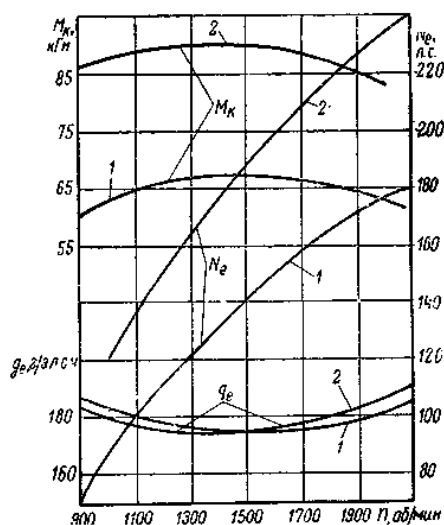


Рис. 2.7 - Скоростная характеристика двигателя ЯМЗ 238 комбайна ACROS 530.

$$\bar{N} = \frac{1}{N_{max}}$$

$$(-1,914 \cdot 10^{-8} \cdot n^3 + 4,942 \cdot 10^{-5} \cdot n^2 + 0,077 \cdot n - 20,707) \quad N_{max} = 180$$

л.с, комбайн Дон-680, двигатель ЯМЗ-236);

$$\bar{N} = \frac{1}{N_{max}}$$

$$(2,187 \cdot 10^{-8} \cdot n^3 - 1,406 \cdot 10^{-4} \cdot n^2 + 0,382 \cdot n - 142,296),$$

($N_{max} = 240$ л.с, комбайн ACROC-530, двигатель ЯМЗ-238).

Далее расчетным путем, определив через число оборотов n относительную мощность \bar{N} , можем получить зависимости $C=f(\bar{N})$.

Например, для оксидов азота такая зависимость получена в виде:

$$C_{NO_x} = -7,376 \cdot \bar{N}^3 + 7,294 \cdot \bar{N}^2 + 2,009 \cdot \bar{N} + 0,509 \text{ г/м}^3.$$

Данный подход был распространен и на другие ВВ, выделяемые от разного типа источников - дизельных машин (табл. 2.3, табл. 2.4, рис. 2.8) [3, 65].

Таблица 2.3

Концентрации вредных веществ в ОГ комбайнов в зависимости от режима нагрузки (установившиеся режимы работы двигателя при обкатке)

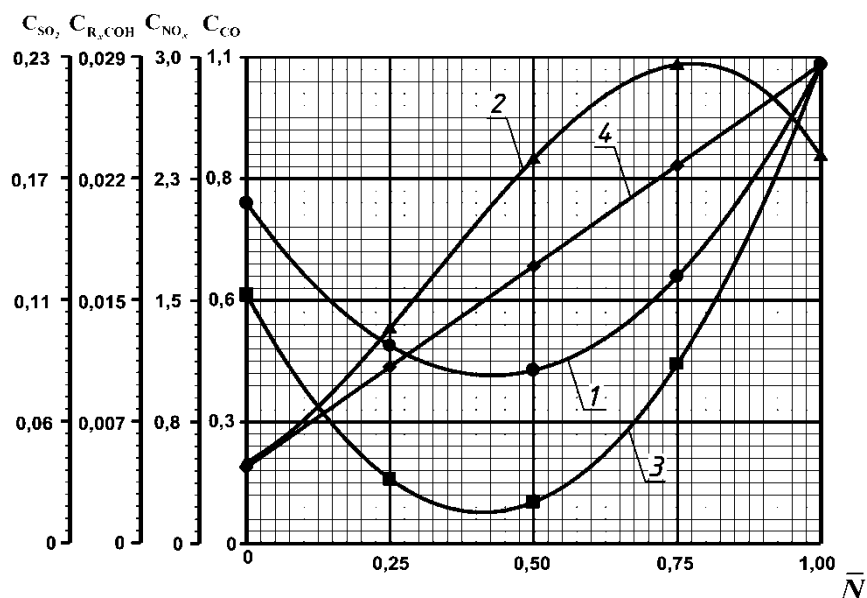
Дизельные двигатели ЯМЗ 236(238) комбайнов Дон680 и ACROS ($N_{ном}=213-290$ кВт)	
Формула концентрации	Коэффициент регрессии

$C_{CO} = 2.1943 \cdot \bar{N}^2 - 1.8743 \cdot \bar{N} + 0.7903, \text{ г/м}^3$	$R^2 = 0,9802$
$C_{NO_x} = -7.3760 \cdot \bar{N}^3 + 7.2940 \cdot \bar{N}^2 + 2.0090 \cdot \bar{N} + 0.5090, \text{ г/м}^3$	$R^2 = 1$
$C_{R_xCOH} = 0.0787 \cdot \bar{N}^2 - 0.0647 \cdot \bar{N} + 0.0152, \text{ г/м}^3$	$R^2 = 0,997$
$C_{SO_2} = 0.1912 \cdot \bar{N} + 0,1228, \text{ г/м}^3$	$R^2 = 0,9983$
$C_C = 0.2114 \cdot \bar{N}^2 - 0.0214 \cdot \bar{N} + 0.0324, \text{ г/м}^3$	$R^2 = 0,9838$
$C_{C_nH_m} = 0.0791 \cdot \bar{N}^2 + 0.0241 \cdot \bar{N} + 0.0006, \text{ г/м}^3$	$R^2 = 0,982$
$C_{C_{20}H_{12}} = -2.2933 \cdot \bar{N}^3 + 5.3143 \cdot \bar{N}^2 + 0.2290 \cdot \bar{N} + 0.4313, \text{ мкг/м}^3$	$R^2 = 1$
$C_{CO_2} = 135.3900 \cdot \bar{N} + 36.9560, \text{ г/м}^3$	$R^2 = 0,9987$

Таблица 2.4

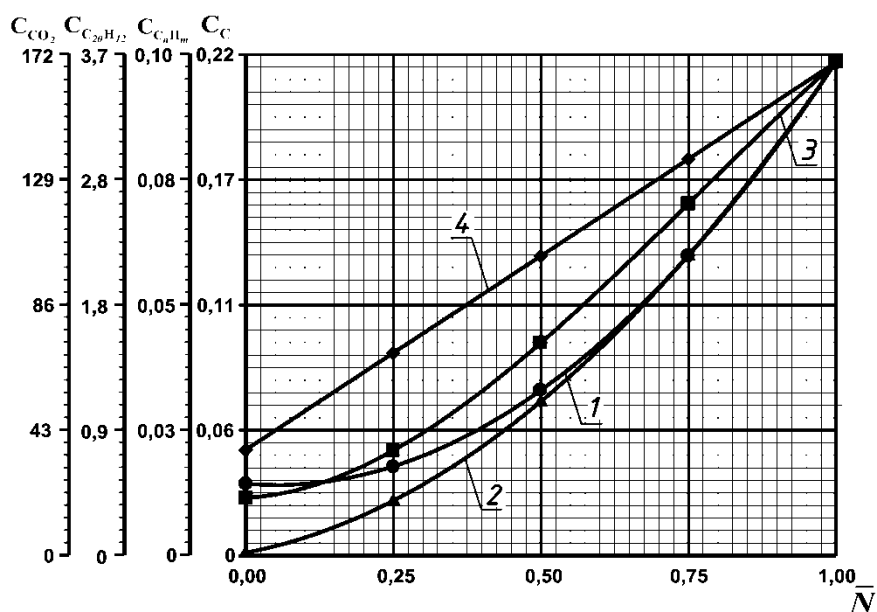
Концентрации вредных веществ в ОГ тепловозов в зависимости от режима нагрузки (установившиеся режимы работы двигателя при обкатке)

Дизельный двигатель К6S310DR маневрового тепловоза ЧМЭЗ (N _{НОМ} =990 кВт)	
Формула концентрации	Коэффициент регрессии
$C_{CO} = -0.6930 \cdot \bar{N}^3 + 1.4110 \cdot \bar{N}^2 + 0.1820 \cdot \bar{N} + 0.2310, \text{ г/м}^3$	$R^2 = 1$
$C_{NO_x} = -2.3790 \cdot \bar{N}^3 - 1.9530 \cdot \bar{N}^2 + 5.4640 \cdot \bar{N} + 0.5120, \text{ г/м}^3$	$R^2 = 1$
$C_{C_{20}H_{12}} = 5.233 \cdot \bar{N}^2 - 0.6430 \cdot \bar{N} + 1.4450, \text{ мкг/м}^3$	$R^2 = 0,997$
$C_{SO_2} = 0.0530 \cdot \bar{N}^3 - 0.1660 \cdot \bar{N}^2 + 0.2320 \cdot \bar{N} + 0.1790, \text{ г/м}^3$	$R^2 = 0,996$
$C_C = -13.2270 \cdot \bar{N}^4 + 23.6800 \cdot \bar{N}^3 - 11.9930 \cdot \bar{N}^2 + 1.7300 \cdot \bar{N} + 0.0100,$	$R^2 = 1)$
$C_{CO_2} = -56.1140 \cdot \bar{N}^2 + 237.6740 \cdot \bar{N} + 19.3060, \text{ г/м}^3$	$R^2 = 0,957$



a)

a) 1 - $C_{CO} = f(\bar{N})$; 2 - $C_{NO_x} = f(\bar{N})$; 3 - $C_{COH} = f(\bar{N})$; 4 - $C_{SO_2} = f(\bar{N})$



б)

б) 1 - $C_C = f(\bar{N})$; 2 - $C_{C_nH_m} = f(\bar{N})$; 3 - $C_{C_{20}H_{12}} = f(\bar{N})$; 4 - $C_{CO_2} = f(\bar{N})$

Рис.2.8 Динамика изменения концентрации ВВ в зависимости от режима работы машины

На рис. 2.8 показаны полиномиальные зависимости, которые аппроксимируют полученные экспериментальные данные при испытании обкаткой.

Процесс аппроксимации был осуществлен с использованием математического пакета MathCAD.

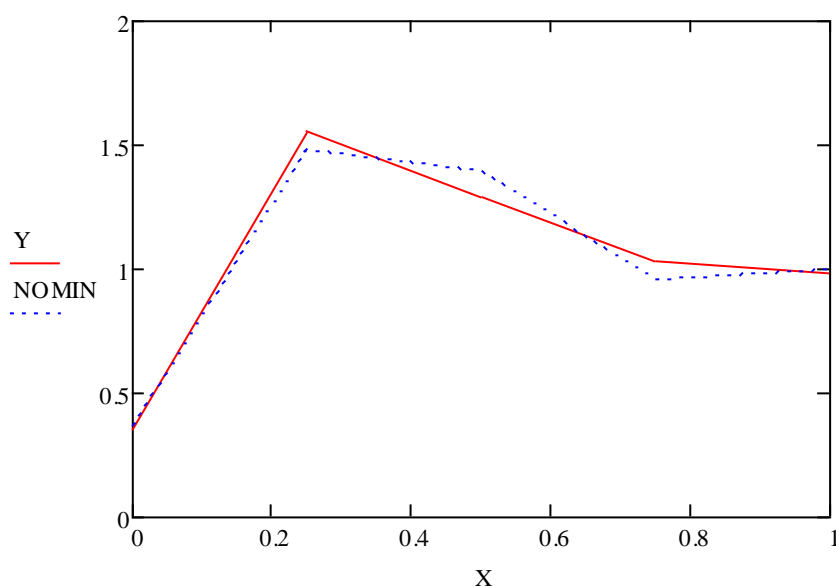


Рис. 2.9 Пример аппроксимации экспериментальных данных в пакете MathCAD на примере альдегидов (точность аппроксимации – 0,97).

Точность аппроксимации оценивалась по коэффициенту регрессии:

$$R^2 = \frac{\sum_{i=1}^n (\bar{Y} - Y_i)^2}{\sum_{i=1}^n (Y\bar{R} - Y\bar{R}_i)^2},$$

где \bar{Y} - среднее значение из вектора эмпирических данных по концентрациям C_i ; Y_i - вектор исходных данных (результаты измерений концентраций); $Y\bar{R}$ - средние значения ординат по полиномиальным зависимостям; $Y\bar{R}_i$ - вектор полученных данных (результаты расчётов по полиному).

Для карбюраторных, инжекторных, газодизельных и газовых двигателей также были получены подобные зависимости (табл. 2.5, 2.6, 2.7, 2.8).

Таблица 2.5
Концентрации ВВ в ОГ дизельных машин («установившиеся» режимы работы двигателя при обкатке») для автомобильных двигателей

Дизельный двигатель K741 грузового автомобиля КАМАЗ 5320 $N_{ном}=200$ кВт	
Формула концентрации	Коэффициент регрессии
$C_{CO} = 2,1943 \bar{N}^2 - 1,8743 \bar{N} + 0,7903, \text{ г/м}^3$	$R^2 = 0,9802$
$C_{NO_x} = -7,376 \bar{N}^3 + 7,294 \bar{N}^2 + 2,009 \bar{N} + 0,509, \text{ г/м}^3$	$R^2 = 1$

Таблица 2.6

Концентрации ВВ в ОГ газодизельных машин («установившиеся» режимы работы двигателя при обкатке») для автотракторных и автомобильных двигателей

Формула концентрации	Коэффициент регрессии
$C_{\bar{N}O} = 0,232, \text{ г/м}^3 \text{ при } \bar{N} = 0 \div 0,75$	$R^2 = 0,9971$
$C_{CO} = 317,3 \bar{N}^3 - 771,86 \bar{N}^2 + 625,07 \bar{N} - 168,28, \text{ г/м}^3$ при $\bar{N} = 0,75 \div 1,0$	$R^2 = 0,9971$
$C_{NO_x} = 0,3987 \bar{N}^2 - 0,0327 \bar{N} + 0,0474, \text{ г/м}^3$	$R^2 = 0,9944$

Таблица 2.7

Концентрации ВВ в ОГ инжекторных машин («установившиеся» режимы работы двигателя при обкатке») для автомобильных двигателей

Формула концентрации	Коэффициент регрессии
$C_{CO} = -158,50 \cdot \alpha^3 + 372,83 \alpha^2 - 279,72 \alpha + 68,42, \text{ г/м}^3$	$R^2 = 0,9978$
$C_{NO_x} = 169,11 \alpha^4 - 360,86 \alpha^3 + 225,81 \alpha^2 - 35,1 \alpha + 2,526, \text{ г/м}^3$	$R^2 = 0,9799$

Таблица 2.8

Концентрации вредных веществ в отработавших газах карбюраторных машин («установившиеся» режимы работы двигателя при обкатке») для автотракторных, автомобильных двигателей

Формула концентрации	Коэффициент регрессии
$C_{CO} = -212,18 \alpha^3 + 499,1 \alpha^2 - 374,46 \alpha + 91,594, \text{ г/м}^3,$	$R^2 = 0,9978$
$C_{NO_x} = 169,11 \alpha^4 - 360,86 \alpha^3 + 225,81 \alpha^2 - 35,1 \alpha + 2,526, \text{ г/м}^3,$	$R^2 = 0,9799$

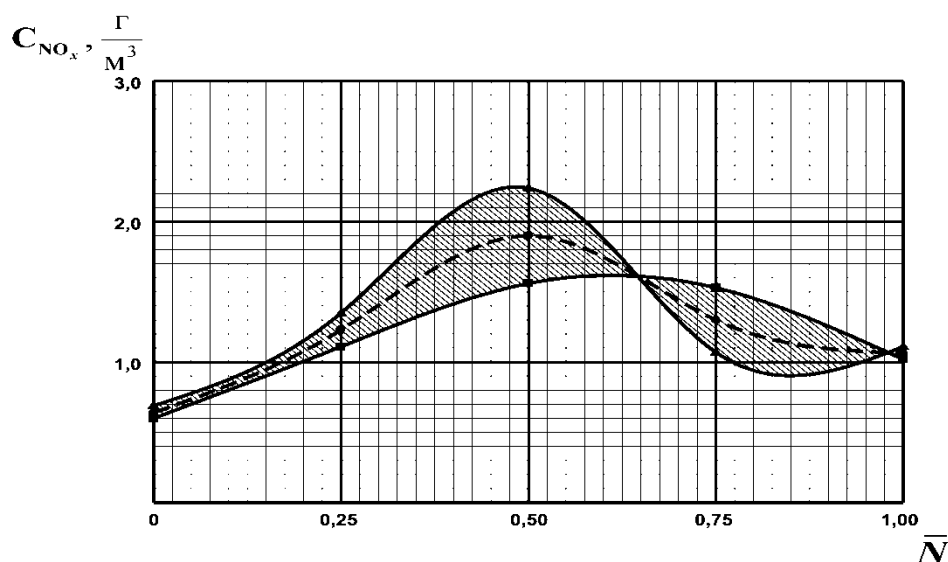


Рис. 2.10 Зависимость концентрации NO_x в ОГ от нагрузки при разных температурном состоянии двигателя источника: —■— - «холодный» двигатель; —▼— - «прогретый» двигатель; —●— - средняя линия.

При проведении замеров концентраций ВВ в ОГ на обкаточных стендах, был обнаружен эффект изменения зависимости измеряемой концентрации от теплового состояния обкатываемой машины (рис. 2.10).

Дело в том, что с течением времени источник (обкатываемая машина) из начального «холодного» состояния переходит в «теплое». При этом картина качественно меняется.

На рис. 2.10 показан пример для «холодного» и «теплого» состояния машины, однако полиномы выводятся по средней линии.

Полученные полиномиальные зависимости могут быть использованы для:

- теоретического расчёта наиболее вероятного содержания вредных веществ в ОГ и сажи на различных режимах работы дизельных машин, в том числе при обкатке и испытаниях;
- расчёта желаемого изменения какого-либо параметра в скоростном диапазоне работы двигателя или машины для обеспечения минимально возможного выброса ВВ с ОГ при задаваемых ограничениях по мощности, удельному расходу топлива, температуре ОГ;

- своевременного выявления повышенного разброса показателей дизельных машин в результате возникающих производственных отклонений от требований конструкторской документации в части изготовления и регулировок;

- сокращения затрат времени и средств при проведении доводочных работ двигателей и собираемых машин по показателям состава ОГ;

- определения наиболее малотоксичных режимов обкатки, с тем, чтобы в дальнейшем производить ускоренные испытания, ограничивая время работы комбайна на стенде, когда двигатель выделяет наибольшее количество вредных веществ.

2.5.1.2 Определение объёмного расхода ОГ источника

1). Экспериментальный метод.

Массовый расход отработавших газов от дизельной установки в соответствии с [70, 77] определяется из выражения:

$$G_{OG} = G_B \cdot \left(1 + \frac{1}{\varphi \cdot \alpha \cdot L_0}\right), \text{ кг/с} \quad (2.27)$$

где G_B - расход воздуха, определяемый из соотношения:

$$G_B = \frac{1}{1000} \cdot \frac{1}{3600} \cdot (b_{\text{э}} \cdot P_{\text{э}} \cdot \varphi \cdot \alpha \cdot L_0), \text{ кг/с} \quad (2.28)$$

где: $b_{\text{э}}$ - удельный расход топлива на эксплуатационном (или номинальном) режиме работы двигателя, г/кВт·ч (берется из паспортных данных на дизельную установку) [86]; $P_{\text{э}}$ - эксплуатационная мощность стационарной дизельной установки, кВт (берется из технической документации завода изготовителя, а если документация отсутствует, то в качестве $P_{\text{э}}$ принимается значение номинальной мощности стационарной дизельной установки (N_e); α - коэффициент избытка воздуха; L_0 - теоретически необходимое количество воздуха для сжигания одного кг топлива, (кг воздуха/кг топлива); $(1/3600)$ - коэффициент пересчета "час" в "сек"; $(1/1000)$ - коэффициент пересчета "кг" в "т"; φ - коэффициент продувки.

После подстановки (2.27) в (2.28) окончательная формула для расчета расхода отработавших газов от испытуемой дизельной установки приобретает вид:

$$G_{ог} = \frac{1}{1000} \cdot \frac{1}{3600} \cdot b_{э} \cdot P_{э} \cdot (1 + \varphi \cdot \alpha \cdot L_0), \text{ кг/с} \quad (2.29)$$

Объемный расход отработавших газов тогда определим по формуле:

$$Q_{ог} = \frac{G_{ог}}{\rho_{ог}}, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (2.30)$$

где: $\rho_{ог}$ - удельный вес или плотность отработавших газов, рассчитываемая по формуле:

$$\rho_{ог} = \frac{\rho_{ог}^0}{(1 + \frac{t_{ог}}{273})} = \frac{273 \cdot \rho_{ог}^0}{T_{ог}}, \text{ кг/м}^3, \quad (2.31)$$

где: $\rho_{ог}^0$ - удельный вес (плотность) отработавших газов при температуре $t_{ог}$, равной 0°C, значение которого, согласно [36], можно принимать 1,31 кг/м³; $t_{ог}, T_{ог}$ - температура отработавших газов, °C и К.

Таким образом, после преобразований (2.27)-(2.31) получим формулу (2.32) для инструментально-аналитического определения расхода отработавших газов двигателя машины:

$$\begin{aligned} Q_{ог} &= \frac{1}{1000} \cdot \frac{1}{3600} \cdot \frac{T_{ог}}{273 \cdot \rho_{ог}^0} \cdot b_{э} \cdot P_{э} \cdot (1 + \varphi \cdot \alpha \cdot L_0) = , \text{ м}^3/\text{с} , \\ &= 7,7 \cdot 10^{-10} \cdot T_{ог} \cdot b_{э} \cdot P_{э} \cdot (1 + \varphi \cdot \alpha \cdot L_0) \end{aligned} \quad (2.32)$$

Действительно, при определении $Q_{ог}$ инструментально (приборами газового анализа) могут быть замерены $T_{ог}$ и α , остальные величины, входящие в (2.32) находятся из справочных данных (φ , L_0) и паспорта на двигатель завода изготовителя ($b_{э}, P_{э}$).

2). Расчетный метод.

При использовании расчётного метода определения объёмного расхода ОГ можно использовать зависимость, выведенную в [55] и преобразованную

в [39], где достаточно много величин, трудно поддающихся прямым измерениям:

$$Q_{ог} = 24,353 \cdot \varphi \cdot \beta \cdot \frac{L_0 \cdot \alpha \cdot N_e}{H_u \cdot \eta_i \cdot \eta_m \cdot \rho_{ог}}, \text{ м}^3/\text{с} \quad (2.33)$$

где φ - коэффициент продувки, равный для 2-х тактных двигателей 1,4...1,6; для 4-х тактных – 1,1...1,25; β - коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси, равный 1,02...1,13 и определяемый по предлагаемым ниже формулам; H_u - низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг; N_e - эффективная мощность машины, кВт; L_0 - теоретический расход воздуха на сгорание, кмоль; α коэффициент избытка воздуха; η_i, η_m - индикаторный и механический к.п.д. двигателя машины (определяется из формул ниже); $\rho_{ог}$ - плотность ОГ.

Согласно [58] для дизельного топлива $H_u = 42500$ кДж/кг, $L_0 = 0,496$ кмоль. Величины β, η_i, η_m определим из теплового расчёта или по формулам, предложенным в [36] на основании обработки надёжных экспериментальных данных. Для 4-х-тактных дизельных ДВС имеем:

$$\eta_m = 0.4666 \cdot \bar{N}^3 - 1.1047 \cdot \bar{N}^2 + 0.8784 \cdot \bar{N} + 0.5601$$

Для дизельных ДВС с наддувом:

$$\eta_i = -0.2019 \cdot \bar{\alpha}^2 + 0.3413 \cdot \bar{\alpha} + 0.3987; \beta = 0.0672 \cdot \bar{\alpha}^2 - 0.1228 \cdot \bar{\alpha} + 1.0671$$

Здесь $\bar{N} = N_e / N_{ном}$ - относительная мощность, представляющая собой отношение эффективной мощности к эффективной номинальной мощности двигателя, а $\bar{\alpha} = \alpha / \alpha_{max}$ - относительный коэффициент избытка воздуха, равный отношению текущего значения к максимальному (при условии устойчивой работы двигателя).

Расчет по формуле (2.33), проведенный в [39] показал, что для режима холостого хода $Q_{ог}^{xx} = 412,5 \text{ м}^3/\text{ч}$, для режима обкатки при средней нагрузке $Q_{ог}^{cp} = 1457,1 \text{ м}^3/\text{ч}$ и для режима обкатки на полной нагрузке источника $Q_{ог}^{ном} = 2429,7 \text{ м}^3/\text{ч}$.

2.5.1.3 Определение эффективности работы местного отсоса обкаточного (испытательного) стенда $\varphi_{от}$

Эффективность работы местного отсоса можно определить двумя способами: экспериментальным (натурными замерами эффективности местного отсоса) и расчетным (теоретическим).

Экспериментальный способ является наиболее достоверным, но достаточно трудоемким. Прямое измерение эффективности местного отсоса очень сложно, т.к. требует дополнительного оборудования, изменения технологического процесса и добавления некоторых технологических операций.

Из многообразия теоретических методов расчета эффективности местного отсоса наиболее оптимален подход, описанный в [90] как наиболее подходящий для условий обкатки машин, рассматриваемых в данной работе. Исходными данными для расчета по методике [90] являются такие параметры как: диаметр теплового источника ВВ, м; объем удаляемого воздуха от местного отсоса L , м³/ч; тип установки источника (на основании, заподлицо); количество выделяющегося конвективного тепла Q_0 , Вт; количество и тип выделяющихся вредностей, г/ч; кратность воздухообмена в помещении; тип воздухораспределителей; скорость выхода из решеток, ν , м/с; подвижность воздуха в помещении $\nu_{п}$, м/с; объем помещения $V_{п}$, м³; температура внутри помещения t , °С; тепловая напряженность помещения \bar{Q}_ϕ , Вт/м³; фоновые концентрации ВВ.

Эффективность работы местного отсоса определяется по формуле:

$$\varphi_{от} = \frac{G - G_x}{G} \cdot 100\%$$

где G - количество выделяющегося ВВ, попадающего в зону действия местного отсоса, г/ч; G_x - количество ВВ, направленных в противоположную сторону от местного отсоса, г/ч.

При невозможности инструментально-аналитического определения эффективности местных отсосов можно воспользоваться паспортными данными завода-изготовителя.

2.5.2 Модель процесса выделения ВВ в воздух РЗ при производстве машиной различных технологических операций

“Нестационарные” режимы работы двигателя имеют место на обкаточных участках и в испытательных цехах при производстве машинами различных технологических операций. К таковым операциям относятся:

- въезд (выезд) (из) помещения;
- пуск, прогрев (разогрев) двигателя;
- перемещение по производственному участку со стенда на стенд;
- ездовая обкатка.

Экспериментально установлено, что сравнительно малотоксичные на установившихся стационарных режимах автотракторные двигатели значительно больше выделяют вредных веществ в воздушную среду при пуске, прогреве, а также разгоне и торможении [32, 33, 89]. Однако до сих пор точные количественные оценки выбросов ВВ на таких режимах не разработаны. При пуске в начальный момент времени из-за низкой температуры в камере сгорания источника образуется топливно-воздушная смесь неблагоприятного стехиометрического состава для полного сгорания (низкие коэффициенты избытка воздуха). Такой важный фактор, как изменение частоты вращения коленчатого вала, также не учитывается. При разгоне автомобиля, трактора или комбайна в камеру сгорания двигателя поступают повышенные дозы топлива, распыленного хуже, чем на установившемся режиме. Отсюда вытекает повышенный выброс СО, углеводородов, альдегидов. Торможение также сопровождается повышенным выбросом ВВ: вследствие ухудшения смесеобразования в источнике (двигателе машины) и снижения рабочей температуры увеличивается выброс продуктов неполного горения.

Во время прогрева (разогрева) двигателя массовый выброс продуктов неполного сгорания - величина непостоянная. По мере прогрева машины, выбросы CO, CH и C уменьшаются, поэтому удельный выброс при прогреве m_{np_i} должен отражать интегральную оценку выброса за время процесса τ_{np} .

Выбросы NO₂ на этом режиме незначительны, так как известно, что основной механизм их образования - термический. То же относится и к перемещениям машин по помещению, а также к пуску (“холодный” и “горячий”) и проверке машин перед выездом. На таких режимах нагрузка практически отсутствует (в основном холостой ход), поэтому основную долю выделяемых вредных веществ составляют продукты неполного сгорания (CO, углеводороды и сажа). Приводимые в имеющихся методиках удельные выбросы ВВ для различных типов машин зависят от многих факторов, определяющими из которых являются: тип источника (двигателя), используемое топливо, организация контроля содержания ВВ в ОГ, а также период года. Например, для холодного периода года выбросы ВВ в 2-3 раза выше, чем в теплый период, несмотря на применение специальных средств подогрева.

Для корректной интегральной оценки выделения ВВ предлагается использовать полиномиальные зависимости, аппроксимирующие большое количество экспериментальных данных о концентрациях ВВ в ОГ различных источников (двигателей) при производстве машиной данных технологических операций.

Введём показатель $\bar{\tau} = \frac{\tau_i}{\tau_o}$ - относительное время технологического процесса, где τ_i - текущее время операции, τ_o - полная продолжительность рассматриваемой технологической операции. Тогда концентрации ВВ C_i в ОГ источников (двигатели машин) при выполнении ими “нестационарных” режимов работы можно описать регрессионными полиномами общего вида:

$$C_i = A'' \cdot \bar{\tau}^m + B'' \cdot \bar{\tau}^{m-1} + \dots + C'' \cdot \bar{\tau} + D'', \text{ г/м}^3$$

где m - степень многочлена; A'' , B'' , ..., C'' , D'' - численные коэффициенты полиномов.

Тогда, среднеинтегральная концентрация ВВ $C_i^{интегр}$ в ОГ источника (двигателя машины) на каком-либо из “нестационарных” режимов определится из формулы:

$$\begin{aligned}
 C_i^{интегр} &= \frac{\int_0^{\Delta \bar{\tau}_i} C_i \cdot d\bar{\tau}}{\Delta \bar{\tau}_i} = \frac{\int_0^{\Delta \bar{\tau}_i} (A'' \cdot \bar{\tau}^m + B'' \cdot \bar{\tau}^{m-1} + \dots + C'' \cdot \bar{\tau} + D'') d\bar{\tau}}{\Delta \bar{\tau}_i} = \\
 &= \frac{\left(\frac{A''}{m+1} \cdot \bar{\tau}^{m+1} + \frac{B''}{m} \cdot \bar{\tau}^m + \dots + \frac{C''}{2} \cdot \bar{\tau}^2 + D'' \cdot \bar{\tau} \right)_0^{\Delta \bar{\tau}_i}}{\Delta \bar{\tau}_i} = \\
 &= \frac{A''}{m+1} \cdot \Delta \bar{\tau}_i^{m+1} + \frac{B''}{m} \cdot \Delta \bar{\tau}_i^{m+1} + \dots + \frac{C''}{2} \cdot \Delta \bar{\tau}_i^2 + D''
 \end{aligned} \tag{2.34}$$

где $\Delta \bar{\tau}_i = \bar{\tau}$ - интервал “устойчивой” аппроксимации функций $C_i = f(\bar{\tau})$. Если полином найден с высокой точностью ($R^2 \rightarrow \min$) за полное время технологической операции, то $\Delta \bar{\tau}_i = \bar{\tau} = 1$, и формула (2.34) упрощается. Как и в случае моделирования выделения ВВ на стационарных режимах обкатки и холостом ходу, точность аппроксимации в данном случае оценивалась по коэффициентам регрессии.

На рис. 2.11 показаны зависимости, снятые с приборов при многочисленных экспериментальных исследованиях “холодного” пуска комбайна ACROS 530, оснащённого двигателем ЯМЗ 238, и последующего его прогрева на холостом ходу. Исследование “нестационарного” процесса пуска и прогрева производилось в течение 8 мин (480 с) до момента, когда приборные показания концентраций CO и NO_x в ОГ практически устанавливались. Как показывает рисунок, в начале процесса пиковые концентрации по CO превышают установившиеся на холостом ходу более чем в 20 раз, что подтверждает факт необходимости их обоснованного учёта. Что касается концентраций NO_x, то они действительно незначительны на этом режиме и составляют 0,7-0,8 мг/м³.

При аппроксимации экспериментальных данных с использованием математического пакета MathCAD обнаружено, что точно описать такие данные полиномами высокой степени на всём интервале, соответствующем длительности исследуемого процесса не представляется возможным.

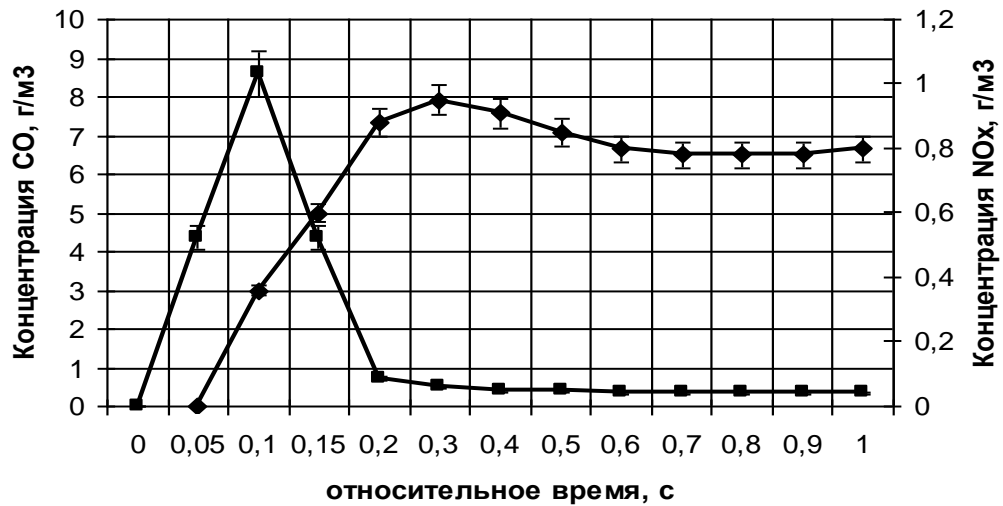


Рис. 2.11 Изменение концентраций ВВ в ОГ комбайна ACROS 530 при “холодном” пуске и прогреве на холостом ходу с течением времени

Если экспериментальные данные, полученные при исследовании “стационарных” (установившихся) режимов достаточно точно описываются многочленами 3-4 степени (коэффициент регрессии $R^2 \geq 0,98$), то при “нестационарных” режимах, необходимая точность аппроксимации обеспечивается полиномами 7-8 степени и лишь в определённом интервале значений $\Delta \bar{\tau}_i = \bar{\tau}$. Доказательством этого факта, явились результаты, полученные при выводе искомым многочленов в MathCAD и представленные на рис. 2.12.

На интервале $\Delta \bar{\tau}_i = 0,6 \cdot \bar{\tau}$ эмпирические данные по концентрациям CO в ОГ с высокой степенью точности ($R^2 = 0,972$) описываются уравнением вида:

$$C_{CO} = 2,007 \cdot 10^5 \cdot \bar{\tau}^8 - 5,213 \cdot 10^6 \cdot \bar{\tau}^7 + 5,347 \cdot 10^6 \cdot \bar{\tau}^6 - 2,87 \cdot 10^6 \cdot \bar{\tau}^5 + 8,531 \cdot 10^5 \cdot \bar{\tau}^4 - 1,35 \cdot 10^5 \cdot \bar{\tau}^3 + 9,52 \cdot 10^3 \cdot \bar{\tau}^2 - 136,852 \cdot \bar{\tau} - 0,039, \text{ г/м}^3$$

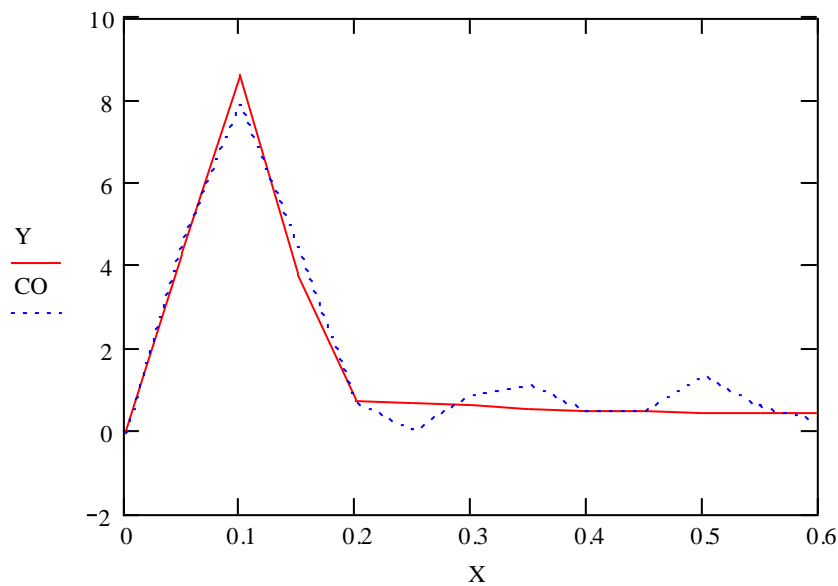


Рис. 2.12 Холодный пуск и прогрев комбайна ACROS 530

2.5.2.1 Пример использования модели

Воспользовавшись зависимостью (2.34) можно рассчитать среднеинтегральную концентрацию CO - $C_{CO}^{интегр}$ в ОГ источника (двигателя машины) при холодном пуске в течение времени, равном $\Delta \bar{\tau}_i = 0,6 \cdot \bar{\tau} = 0,6 \cdot 480 = 288c$.

$$C_{CO}^{интегр} = \frac{\int_0^{0,6} C_{CO} d\bar{\tau}}{0,6} = \frac{2,077 \cdot 10^5}{9} \cdot 0,6^8 - \frac{5,213 \cdot 10^6}{8} \cdot 0,6^7 + \frac{5,347 \cdot 10^6}{7} \cdot 0,6^6 - \frac{2,87 \cdot 10^6}{6} \cdot 0,6^5 + \frac{8,531 \cdot 10^5}{5} \cdot 0,6^4 - \frac{1,35 \cdot 10^5}{4} \cdot 0,6^3 + \frac{9,52 \cdot 10^3}{3} \cdot 0,6^2 - \frac{136,852}{2} \cdot 0,6 - 0,039 = 1,811,2 / m^3$$

Определим массовое выделение CO в РЗ в первые 288 с пуска двигателя комбайна. Предположив, что это происходит в местах проверки кондиционеров комбайнов на участке обкатки, которые не оборудованы местной вытяжной вентиляцией, будем иметь выделения CO непосредственно в РЗ.

Тогда в первые 288 с пуска источник выделяет CO в воздух РЗ в количестве: $Q_{CO}^{пуск}(t) = Q_{OG}^{XX} \cdot C_{CO}^{интегр} = 0,1145 m^3 / c \cdot 1,8112 / m^3 = 0,2072 / c$. Суммарно выброс в РЗ за 288 с составит $\sum Q_{CO}^{пуск}(t) = Q_{CO}^{пуск}(t) \cdot \tau_0 = 0,2072 / c \cdot 288c = 59,6162$.

Оставшееся время комбайн продолжает работать на холостом ходу для обеспечения условий проверки функционирования кондиционера. Это время

согласно технологическому регламенту составляет примерно 25 мин (около 1500 с). На данном “стационарном” режиме работы машины источник выбрасывает ОГ, загрязнённые СО, в концентрации примерно $0,3 \text{ г/м}^3$. Тогда получим мощность выброса холостого хода за 1500 с:

$$Q_{CO}^{XX}(t) = Q_{OG}^{XX} \cdot C_{CO}^{XX} = 0,1145 \text{ м}^3 / \text{с} \cdot 0,3 \text{ г} / \text{м}^3 = 0,03435 \text{ г} / \text{с}.$$

Суммарно выброс в РЗ за 1500 с составит $\sum Q_{CO}^{XX}(t) = Q_{CO}^{XX}(t) \cdot \tau_0 = 0,03435 \text{ г} / \text{с} \cdot 1500 \text{ с} = 51,52 \text{ г}$, что по величине меньше, чем пиковые выбросы за время “холодного” пуска комбайна. Последнее обстоятельство доказывает, что детальное изучение свойств и характеристик источников загрязнения позволяет сформулировать требования к технологическому процессу обкатки, когда проверку кондиционеров нужно осуществлять уже после стендовой обкатки машины. При “горячем” пуске комбайна пиковые выбросы выше установившихся всего в 3-5 раз.

При обкатке комбайна на стенде при максимальной мощности или близкой к ней наблюдается иная картина.

Мощность выброса СО при обкатке на номинальной мощности за время около 50 мин (3000 с) на стенде, оборудованном отсосом с эффективностью 90%, составит:

$$Q_{CO}^{НОМ}(t) = Q_{OG}^{НОМ} \cdot C_{CO}^{НОМ} \cdot (1 - \varphi_{от}) = 0,6749 \text{ м}^3 / \text{с} \cdot 1,13 \text{ г} / \text{м}^3 \cdot (1 - 0,9) = 0,07626 \text{ г} / \text{с}.$$

Суммарно выброс СО в РЗ за время 3000 с составит

$$\sum Q_{CO}^{НОМ}(t) = Q_{CO}^{НОМ}(t) \cdot \tau_0 = 0,07626 \text{ г} / \text{с} \cdot 3000 \text{ с} = 228,78 \text{ г}.$$

Мощность выброса СО в воздух РЗ за первые 288 с пуска комбайна на стенде, оборудованном местным отсосом, составит:

$$Q_{CO}^{ПУСК}(t) = Q_{OG}^{XX} \cdot C_{CO}^{интегр} \cdot (1 - \varphi_{от}) = 0,1145 \text{ м}^3 / \text{с} \cdot 1,811 \text{ г} / \text{м}^3 \cdot (1 - 0,9) = 0,0207 \text{ г} / \text{с}.$$

Суммарный выброс СО $\sum Q_{CO}^{ПУСК}(t) = Q_{CO}^{ПУСК}(t) \cdot \tau_0 = 0,0207 \text{ г} / \text{с} \cdot 288 \text{ с} = 5,9616 \text{ г}$,

что составляет всего 2,68 % от основного выброса при обкатке на стенде.

В данных условиях учёт пиковых выбросов СО при “нестационарных” режимах работы источника на точности расчётов не скажется.

Глава 3 Математические модели распространения вредных веществ

3.1 Обзор и анализ известных моделей и методик распространения вредных веществ в открытых и замкнутых производственных средах

В зависимости от решаемой задачи моделирование распространения вредных веществ в настоящее время ведется в двух направлениях – исследование распределения загрязняющих веществ в наружном атмосферном воздухе и моделирование переноса вредных веществ в воздушной среде производственных помещений. Под моделированием мы понимаем в первую очередь математическое моделирование. Модельные уравнения, описывающие эти процессы, имеют много схожих черт, но и значительно различаются. Если при моделировании распространения ВВ в атмосферном воздухе необходимо знание метеорологических характеристик воздушной среды, то при изучении процессов массопереноса в производственных помещениях – детальная информация об организации воздухообмена, о работе систем вентиляции и знание параметров микроклимата в помещении.

3.1.1 Моделирование распространения (рассеивания) вредных веществ в атмосферном воздухе

Значительное количество теоретических и экспериментальных исследований посвящено дисперсии загрязняющих веществ в атмосферный воздух [15, 16, 28, 46, 49, 71, 72, 73, 79, 80, 88, 92]. Целью этих работ является расчет загрязнения приземного слоя атмосферного воздуха газообразными и пылевыми выбросами и из сравнения полученных результатов расчетов с ПДК населенных мест – определение предельно допустимых выбросов для промышленных предприятий, а также мероприятий по их соблюдению.

Из всего количества математических моделей распространения загрязняющих веществ в атмосферном воздухе для анализа применимости в данной работе отобраны модели, используемые для описания поведения выбросов в атмосфере на расстоянии до 10-20 км от источника [46].

Несмотря на обширность проведенных исследований, до настоящего времени нет сколько-нибудь общепринятой модели распространения примесей в атмосфере. Это обусловлено сложностью и разнообразием процессов, а также субъективными факторами. Поэтому существует множество моделей самых различных типов.

Главным различием моделей является их эмпирический или теоретический характер. Строго говоря, во всех моделях присутствуют оба начала, но доминирующее присутствие одного из этих начал определяет характер модели.

Классическим образцом эмпирической модели является модель, созданная Паскуиллом и Гиффордом [92]. Это наиболее часто используемая модель, имеющая официальный статус. В ее основе лежит представление концентрации примеси, выбрасываемой непрерывным точечным источником в атмосфере, как струи с гауссовыми распределениями по вертикали и в поперечном к ветру направлении:

$$q(x, y, z) = \frac{Q}{2 \cdot \pi \cdot \sigma_y(x) \cdot \sigma_z(x) \cdot u} \cdot f_F \cdot f_N \cdot \exp\left(-\frac{y^2}{2 \cdot \sigma_y^2(x)}\right) \cdot \left(\exp\left(-\frac{(z-h)^2}{2 \cdot \sigma_z^2(x)}\right) + \exp\left(-\frac{(z-h)^2}{2 \cdot \sigma_z^2(x)}\right)\right) \quad (3.1)$$

где x, y, z - декартовы координаты, ось z - вверх, ось x - по ветру; h - эффективная высота источника (то есть высота с учетом первоначального подъема перегретой струи); Q - мощность источника выброса; q - концентрация примеси в данной точке пространства; u - скорость ветра, усредненная по слою перемешивания; $\sigma_y(x), \sigma_z(x)$ - вертикальная и поперечная дисперсии облака примеси; f_F, f_N - поправки на обеднение облака за счет сухого осаждения примеси и ее вымывания осадками.

При всей простоте и официальном статусе данной модели, в ее уравнениях содержатся некоторые коэффициенты, указанные для условий

конкретных экспериментов, но не приведены правила их вычисления в общем случае.

По сути эмпирическими являются и модели, описанные в [71, 72]. Хотя при изложении их научных оснований и используются достаточно общие представления о пространственной турбулентной диффузии, они при конкретизации переходят в формулы, аналогичные [92]. Кроме того, модель [6] позволяет определить только внешний контур опасной зоны, в которой превышает пороговое значение, тогда как на практике интерес представляет распределение примеси по территории и во времени.

Поскольку эти модели сугубо эмпирические, единственным критерием их совершенствования является лучшее соответствие экспериментальным данным.

Фундаментальные теоретические модели в настоящее время используются только для научных целей, они позволяют только качественно объяснить некоторые наблюдаемые эффекты.

Наибольший интерес представляют модели, которые условно можно отнести к полуэмпирическим. Примером является модель, созданная в Институте экспериментальной метеорологии [29, 42].

В таких моделях экспериментальные исследования дополнены довольно развитым математическим аппаратом, что позволяет анализировать достаточно сложные ситуации, значительно отличающиеся от исходных экспериментов и добиваться соответствия диффузионных моделей экспериментальным данным. Особую роль такой учет играет при интересующем нас моделировании распространения примесей в приземном слое, то есть на высотах менее 50 метров. В этом состоит их главное отличие от эмпирических моделей, которые описывают весь процесс в целом: на входе - параметры выброса, на выходе - концентрация в данной точке пространства.

Общим недостатком такого рода моделей является их преимущественно исследовательская направленность, в связи с чем, они не вполне доведены до практического использования.

Кроме того, практически все эмпирические модели не могут быть проинтерпретированы как диффузионные.

В монографии М. Я. Берлянда [15] показана возможность такой интерпретации. Автор использует следующее уравнение, описывающее пространственное распределение средних концентраций загрязняющих веществ в атмосферном воздухе:

$$\frac{\partial q}{\partial \tau} + \sum_{i=1} u_i \cdot \frac{\partial q}{\partial x_i} = \sum_{i=1} \frac{\partial}{\partial x_i} \cdot k_i \cdot \frac{\partial q}{\partial x_i} - \alpha \cdot q, \quad (3.2)$$

где: q_i - концентрация ВВ; τ - время; x_i - координаты; u_i и k_i - составляющие средней скорости перемещения примеси и коэффициента обмена, относящиеся к направлению оси x_i ($i = 1, 2, 3$); α - коэффициент, определяющий изменение концентрации за счет превращения примеси.

При решении практических задач это уравнение упрощается и принимает вид:

$$u \cdot \frac{\partial q}{\partial x} - w \cdot \frac{\partial q}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial z} \cdot k_z \cdot \frac{\partial q}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial y} \cdot k_y \cdot \frac{\partial q}{\partial y} - \alpha \cdot q, \quad (3.3)$$

Недостатком этой модели является отсутствие возможности учета времени распространения загрязняющего вещества.

В более сложных моделях учитывают законы движения воздуха и диффузии, причем используют очень разные наборы упрощающих предположений [63]:

$$\frac{\partial \varphi}{\partial t} + u \frac{\partial \varphi}{\partial x} + v \frac{\partial \varphi}{\partial y} + w \frac{\partial \varphi}{\partial z} = 0 \quad (3.4)$$

где $\varphi(x, y, z)$ - интенсивность аэрозольной субстанции, мигрирующей вместе с потоком воздуха в атмосфере; $u = ui + vj + wk$ (i, j, k - единичные векторы в направлении осей x, y, z соответственно) - вектор скорости частиц воздуха.

Эмпирические модели используют явные формулы, которые легко реализуются в рамках компьютерных программ, трудоемким является только ввод и вывод информации. Полуэмпирические модели содержат уже процедуры численного решения дифференциальных уравнений в частных производных. Теоретические же модели чрезвычайно разнообразны по аппарату: от теории подобия и сугубо аналитических выкладок [73] до численного решения уравнений с диффузией и трансформацией примесей как разностными методами [28, 80], так и методом Монте-Карло [79].

При анализе различных моделей распространения примесей в атмосфере выделены три основных типа моделей: гауссовские модели, модели «лагранжева облака» и трехмерные модели.

Первые два типа моделей рассмотрены выше, основным же отличием последнего типа – трехмерных моделей - является явный расчет диффузии и переноса примеси. Для этого приходится численно решать начально-краевую задачу для трехмерного уравнения параболического типа:

$$\frac{\partial C}{\partial t} + (\bar{V}, grad) \cdot C - div(D grad C) = Q \quad (3.5)$$

здесь $C(x, y, z, t)$ – искомая функция, концентрация примеси; (x, y, z, t) – вектор скорости ветра; $D(x, y, z, t)$ – тензор коэффициентов турбулентной диффузии; $Q(x, y, z, t)$ – плотность источника примеси; $grad, div$ – трехмерные операторы градиента и дивергенции.

Компоненты скорости ветра, коэффициенты тензора диффузии и плотность источника примеси при решении этого уравнения рассматривают как заданные функции. Для задания коэффициентов тензора диффузии используются различные эмпирические модели атмосферной турбулентности, в которых необходимо, прежде всего, задать распределение скорости ветра. Это достаточно сложная практическая задача. Поэтому, не смотря на преимущества и совершенство трехмерных моделей, их использование ограничено ввиду отсутствия необходимых для их использования исходных данных.

Похожие подходы изложены в работах известного русского академика Г. И. Марчука [63]. Им также рассматриваются модели переноса примеси в атмосфере, стационарные уравнения распространения субстанции, простейшие диффузионные уравнения, и сопряженные диффузионные уравнения переноса и диффузии. Все предлагаемые модели так же имеют свои достоинства и недостатки.

В общем виде задача прогноза загрязнения воздуха определяется при определенных начальных и граничных условиях дифференциального уравнения:

$$\frac{\partial q}{\partial t} + \sum_{i=1}^3 u_i \frac{\partial q}{\partial x_i} = \sum_{i=1}^3 \frac{\partial}{\partial x_i} k_i \frac{\partial q}{\partial x_i} - \alpha q, \quad (3.6)$$

где q – концентрация вредного вещества; t – время; x_i – координаты; u_i и k_i – составляющие средней скорости перемещения примеси и коэффициента обмена, относящиеся к направлению оси x_i ($i=1,2,3$); α – коэффициент, определяющий изменение концентрации за счет превращения примеси.

Уравнение (3.6) описывает пространственное распределение средних концентраций, а также их изменения со временем. В этой связи оно может рассматриваться как прогностическое уравнение.

Обычно в декартовой системе координат оси x_1 и x_2 , расположенные в горизонтальной плоскости, обозначают через x и y , а вертикальную ось x_3 – через z ; соответственно $u_1 = u$, $u_2 = v$, $u_3 = w$ и $k_1 = k_x$, $k_2 = k_y$, $k_3 = k_z$.

В общем случае коэффициент обмена в турбулентном потоке представляется тензором второго порядка. Уравнение (3.6) записано в предположении, что оси координат совпадают с главными осями тензора, при этом недиагональные составляющие его исчезают, и отличны от нуля только диагональные компоненты:

$$k_{xx} = k_x, \quad k_{yy} = k_y, \quad k_{zz} = k_z.$$

При решении практических задач вид уравнения (3.6) упрощается. Так, если ось x ориентирована по направлению средней скорости ветра, то $v=0$. Вертикальные движения в атмосфере над горизонтальной однородной подстилающей поверхностью малы и практически можно принимать $\omega=0$ в случае легкой примеси, не имеющей собственной скорости перемещения. Если же рассматривается тяжелая примесь, постоянно оседающая, то ω представляет собой скорость осаждения (которая входит в уравнение со знаком минус). При наличии ветра можно пренебречь членом с k_x , поскольку в этом направлении диффузионный поток примеси значительно меньше конвективного.

В случае решения прогностических задач в принципе существенно сохранение в (3.6) нестационарного члена $\frac{\partial q}{\partial t}$. Однако за период времени, сравнимый со временем переноса примеси от источника к рассматриваемой точке, процесс диффузии стационарируется. Изменения концентраций в атмосфере со временем носят обычно квазистационарный характер, и практически часто можно исключить член $\frac{\partial q}{\partial t}$, положив его равным нулю.

Таким образом, исходное прогностическое уравнение (3.6) сводится к обычно используемому уравнению атмосферной диффузии.

$$u \frac{\partial q}{\partial x} - \omega \frac{\partial q}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial z} k_z \frac{\partial q}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial y} k_y \frac{\partial q}{\partial y} - \alpha q. \quad (3.7)$$

Граничные условия на бесконечном удалении от источника принимаются в соответствии с естественным предложением о том, что концентрация убывает до нуля:

$$q \rightarrow 0 \quad \text{при } |y| \rightarrow \infty$$

$$q \rightarrow 0 \quad \text{при } |z| \rightarrow \infty$$

Максимальное значение приземной концентрации вредного вещества c_m , мг/м^3 , при выбросе газовой смеси из одиночного точечного источника с круглым устьем достигается при неблагоприятных

метеорологических условиях на расстоянии x_m , м, от источника и определяется по формуле:

$$c_m = \frac{AMF_{m\eta}}{H^2 \sqrt[3]{V_1 \Delta T}} \quad (3.8)$$

Модели распространения ВВ в пространстве также делятся на две группы для стационарных и нестационарных источников. Исследование этого вопроса наиболее полно представлено в работах М.Е. Берлянда [15].

Рассмотрим стационарные источники.

Модель прогноза максимальных концентраций примеси от отдельных источников при нормальных условиях базируется на следующей формуле [15]:

$$q_m = c_3 \cdot \frac{M \cdot k_1}{u_1^2 \cdot \varphi_0} \cdot H^{-\beta_3} \quad (3.9)$$

где q_m - максимальная концентрация примеси; $c_3 = 0,3$ и $\beta_3 = 2,3 - 2,5$ - постоянные, устанавливаемые при аппроксимации результатов численного решения с учетом эффекта осреднения; M - выброс веществ в единицу времени; k_1 - ; u_1 - скорость воздушного потока; φ_0 - значение средней дисперсии колебаний направления ветра; H - высота источника.

Следует отметить, что получаемые значения концентрации сильно зависят от метеорологических условий, в частности от скорости воздушного потока.

В реальных условиях выброс примесей в атмосферу может осуществляться не только от источников точечного типа (дымовые и вентиляционные трубы, дефлекторы и т. п.), рассмотренных выше, но и от линейных источников. В качестве последних выступают выбросы от потоков автомашин, а также от промышленных предприятий при вентиляции через аэрационные фонари, представляющие собой проемы в крышах корпусов большой протяженности. Подобного типа фонари используются для вентиляции цехов электроплавильных, химических и других предприятий. Для таких случаев вводится дополнительная система координат, в которой ось x

направлена вдоль ветра, а y - перпендикулярно к ней. С учетом принципа суперпозиции определяется соотношение для перехода от концентрации для точечного источника к концентрации для линейного.

В [15] рассматривается общий случай линейного источника. Делается допущение, что линейный источник конечной длины, располагается по оси y в интервале (L_1, L_2) . Направление ветра составляет угол β с осью x (отчет ведется от оси x против часовой стрелки). Наряду с системой координат x, y, z вводится система x', y', z' , таким образом, что ось x' направлена вдоль ветра, а y' - перпендикулярно к ней: $x' = a' - \eta \sin \beta$, $y' = b' - \eta \cos \beta$, где $a' = x \cos \beta + y \sin \beta$, $b' = y \cos \beta - x \sin \beta$, η - отрезок переменной длины в интервале (L_1, L_2) . Тогда для линейного источника справедлива следующая формула для нахождения концентрации:

$$c_\eta = \frac{1}{l} c'_M \int_{L_1}^{L_2} S_1 \left(\frac{a' - \eta \sin \beta}{x'_M} \right) S_2 \left[u'_M \left(\frac{b' - \eta \cos \beta}{a' - \eta \sin \beta} \right)^2 \right] d\eta, \quad (3.10),$$

где c'_M , u'_M , x'_M - величины c_M , u_M , x_M для точечного источника, рассчитанные при $R_0 = R_e$, $V_1 = V_{1e}$ и значении M , равном общему выбросу примеси из всего линейного источника, c_M - максимальная концентрация, x_M - расстояние, на котором определяется максимальная концентрация, u_M - опасная скорость ветра, R_e - эффективный радиус, $R_e = \frac{ld}{(l+d)}$, для источника с прямоугольным сечением размером $l \times d$, V_{1e} - эффективный объем, $V_{1e} = \pi R_e^2 \omega_0$, ω_0 - начальная скорость уноса примеси, S_1, S_2 - функции для определения зависимостей концентрации на оси факела точечного источника от расстояния x и y соответственно.

Для расчета такого рассеивания также необходимо учитывать начальный подъем примеси.

В случае нестационарных источников загрязнения в исследованиях ученых М. Е. Берлянда, Г. И. Марчука и др. делаются значительные упрощения. Нестационарные источники загрязнения, например, движущиеся автотранспортные средства, представляются как единый линейный наземный источник, для которого и ведется расчет концентраций по вышеприведенным формулам.

При анализе загрязнения атмосферного воздуха значительное внимание привлекают случаи наземных источников, для которых отсутствует начальный подъем примеси. Такие источники возникают при разрыве трубопроводов, используемых, например, для транспортировки природного газа и аммиака. К ним относятся также автотранспорт, участки пролитых легкокипящих и летучих жидкостей (аммиака, растворителей и т. п.), пруды-отстойники, некоторые промышленные площадки, карьеры и др. Во многих случаях концентрация примеси от наземного источника может быть определена без учета начального подъема ΔH , т.е. предполагая высоту источника равной нулю.

В работе [15] получены формулы для предвычисления интегральных характеристик загрязнения воздуха от площадного источника на основании интегрирования по площади выражения для Q_T - концентрации от точечного источника. При этом полагается, что Q_T соответствует источнику, расположенному в точке (x_u, y_u, H) , и определяется следующей формулой.

$$q_t = \frac{M}{\varphi_0 \cdot \sqrt{2\pi} \cdot (x - x_u)} \cdot e^{-\frac{(y-y_u)^2}{2\varphi_0^2 \cdot (x-x_u)^2}} \cdot q' \cdot (x - x_u), \quad (3.11)$$

где q' - концентрация от линейного источника.

Делается предположение, что рассматриваемый город имеет форму прямоугольника со сторонами L_1 и L_2 , соответственно вдоль и поперек

направления ветра, а начало координат совпадает с серединой наветренной границы города. Тогда концентрация q_n от площадного источника определяется выражением:

$$q_n(x, y) = \frac{M}{2} \cdot \int_{(x-L_1)\theta(x-L_2)}^x (erf(\eta_1) - erf(\eta_2)) \cdot q'(\xi) \cdot d\xi, \quad (3.12)$$

$$\eta_1 = \frac{2 \cdot y + L_1}{2 \cdot \sqrt{2} \cdot \varphi_0 \cdot \xi}, \quad \eta_2 = \frac{2 \cdot y - L_1}{2 \cdot \sqrt{2} \cdot \varphi_0 \cdot \xi},$$

где erf - функция ошибок,

$\theta(x)$ - единичная функция, равная 1 и 0 соответственно при положительном и отрицательном аргументе, $\xi = \frac{H}{h}$.

Прогнозирование наибольшей концентрации от рассредоточенных по территории источников является достаточно непростой задачей, при решении которой возникает ряд трудностей связанных с рассмотрением поля концентрации для различных направлений ветра, когда существенно изменяется взаиморасположение источников, а также местоположение и величина максимальной концентрации. Подход к решению данной задачи состоит в расчете поля концентрации в узлах некоторой достаточно густой сетки точек.

Берляндом и Оникулом бы создан более эффективный подход, согласно которому для расчета концентрации использовалась следующая зависимость: с увеличением расстояния от источника по направлению ветра концентрация убывает значительно медленнее, чем в других направлениях.

Основываясь на таком подходе, рассчитывая максимальную концентрацию, необходимо производить расчеты только для направлений ветра вдоль линий, соединяющих основные по мощности и сравнительно удаленные один от другого источники. Далее для этих точек производится вычисление концентрации при средневзвешенной опасной скорости ветра $u_{м.с.}$, которую приближенно можно определить по формуле:

$$u_{\text{м.с}} = \frac{\sum_{i=1}^N c_{mi} \cdot u_{mi}}{\sum_{i=1}^N c_{mi}}, \quad (3.13)$$

где N – общее число источников, c_{mi} и u_{mi} – значения максимальной концентрации и опасной скорости ветра для i -го источника.

Таким образом, модели распространения ВВ для нестационарных источников значительно упрощены. В них совершенно не учитывается движение источников, что в будущем предполагает создания новых, более сложных нестационарных трехмерных математических моделей переноса ВВ.

Следует сказать, что различные модели используют весьма разнообразные исходные данные, и зачастую отсутствие необходимых экспериментальных данных или возможности численного решения математического аппарата сложного теоретического моделирования диктует применение простейших грубых моделей.

Наиболее перспективной возможностью реализации таких моделей является применение упрощенного варианта, основанного на принятии определенных допущений в модели.

3.1.2 Моделирование процессов распространения ВВ в производственных помещениях

Не менее важным является второе направление моделирования – распределение вредных веществ в атмосферном воздухе производственных помещений – представленное в работах Тищенко Н.Ф., Эльтермана В.М., Минко В.А., Штокмана Е.А., Сильвестрова А.Н., Гримитлина М.И., Кузнецова И.С. и др. [34, 57, 90, 94].

Изучение распределения вредных веществ в воздухе производственных помещений связано с необходимостью решения важной задачи охраны труда – обеспечения требуемых санитарно-гигиенических условий на рабочих

местах (соблюдение предельно-допустимых концентраций в рабочей зоне ПДК_{р.з.}).

Цель такого вида моделирования – определение полей концентраций газообразных или пылевых вредных веществ, оптимального объема удаляемого воздуха общеобменной или местной системой вентиляции, конструкции и схемы установки местных отсосов с учетом характеристик и взаимного расположения источников выбросов, а также с учетом подвижности воздуха в производственном помещении и класса опасности ВВ.

При моделировании распределения ВВ в воздухе производственных помещений так же применяются два подхода: экспериментальный и аналитический.

Экспериментальное направление является более достоверным, но требует проведения большого числа измерений различных параметров, что зачастую бывает трудноосуществимо на практике. Данное направление наиболее приемлемо для решения практических задач в существующих производственных помещениях.

Аналитическое решение, так же как и экспериментальное, не является простым, поскольку требует учета большого числа взаимозависимых параметров, относящихся как к самому источнику загрязнения, так и к системам вентиляции и параметрам исследуемого помещения. Оно дает возможность определять распределение ВВ в реконструируемых и вновь проектируемых производствах.

Большое влияние на распределение ВВ в помещениях, согласно исследованиям большого количества авторов, оказывает характер движения воздуха в помещении, который в свою очередь напрямую зависит от способа размещения приточных и вытяжных отверстий.

Результаты опытов Батурина В.В. и Ханжонкова В.И. [90] по определению схем движения воздуха для изотермического режима представлены на рис. 2.1.

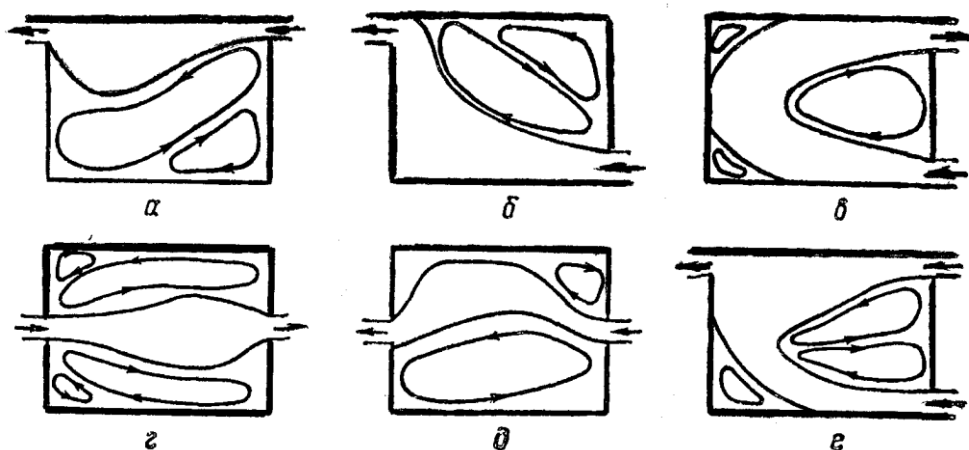


Рис. 2.1 Движение воздушных потоков при различных способах размещения приточных и вытяжных отверстий:

а – поток сверху вверх (или снизу вниз); б – поток снизу вверх при размещении приточного и вытяжного отверстий в противоположных сторонах помещения; в – то же, но в одной стороне помещения; г – при симметрии газовых потоков; д – при несимметричных газовых потоках; е – при наличии двух приточных струй.

Охарактеризуем основные математические уравнения, лежащие в основе моделей распределения ВВ в производственных помещениях.

Для прогноза распределения концентрации ВВ в воздухе РЗ может быть использовано уравнение Сельвестрова А.Н. [39], имеющее вид:

$$C_i(\tau) = \frac{M_{вр}}{L_{np}} + C_{np_i} - \left(\frac{M_{вр}}{L_{np}} + C_{np_i} - C_0 \right) \cdot e^{-\tau \cdot \frac{L_{np}}{V_{ном}}} \quad (3.14)$$

где $M_{вр}$ – количество выделяющихся вредностей, г/с; L_{np} – величина воздухообмена, м³/ч; C_{np} – концентрация вредностей в приточном воздухе (в момент времени τ), мг/м³; C_0 – начальная концентрация в помещении, мг/м³; $V_{ном}$ – объем помещения, м³; τ – время, с.

Уравнение данной модели не учитывает координаты источника выброса вредностей, концентрации могут быть определены усредненно для всего объема помещения в текущий момент времени. Как правило, значения концентраций ВВ, рассчитанные по этой модели, оказываются заниженными.

Исследованием концентраций ВВ в вентилируемом помещении в

большей степени занимались Эльтерман В.М. и Кун М.Ю. [57, 94]. Ими установлено, что потоки воздуха, образующиеся при вентиляции помещений, характеризуются турбулентностью, влияние которой на распределение концентраций нельзя не учитывать. В работах [57, 94] исходя из дифференциального уравнения турбулентного обмена в набегающем потоке воздуха:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \cdot C^\alpha) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \cdot u_i \cdot C^\alpha) = \frac{\partial}{\partial x_i}(\mu^\alpha \cdot \frac{\partial C^\alpha}{\partial x_i}) + g^\alpha, \quad (3.15)$$

получены решения, определяющие поле концентрации в потоке воздуха от различных видов источников, приближающиеся к характерным в вентиляционной технике. Однако в связи с тем, что эти модели базируются на основе одномерного уравнения конвективно-диффузионного переноса примесей, их результаты относятся только к стационарным процессам распространения ВВ в плоскопараллельных воздушных потоках.

Еще одна из моделей используется в СНиП 2.04.05-2000 “Отопление, вентиляция и кондиционирование” [87] для инженерных расчётов вентиляции производственных помещений. Это уравнение материального баланса имеет вид:

$$L_{np} \cdot C_{np} + G_i = L_{выт} \cdot C_{yд}, \quad (3.16)$$

где: $L_{np}, L_{выт}$ – производительность приточной и вытяжной вентиляции, C_{np} – концентрация вредного вещества в приточном воздухе, G_i – масса выделяемого в единицу времени в технологическом процессе вредного вещества, $C_{yд}$ – концентрация вредного вещества в рабочей зоне.

Эта модель описывает перенос ВВ для установившегося воздушно-теплового режима помещения ($t \rightarrow \infty$) и при равномерном распределении концентраций по высоте имеет ряд недостатков, таких как: отсутствие возможности определения концентраций локально, не учитывается время распространения загрязняющего вещества, нельзя задать координаты источника выброса вредностей.

В монографии [90] определение концентрации ВВ в помещении основано на решении уравнений распространения этих веществ во встречном потоке диффузией:

$$C_x = k \cdot C_0 \cdot e^{-vx/A_x} \quad (3.17)$$

где k - коэффициент пропорциональности; C_0 - средняя массовая концентрация ВВ над центром источника выделения, мг/м³; vx/A_x - справочная величина.

Следует отметить, что уравнение (3.8) учитывает распределение концентраций ВВ во встречном потоке воздуха и дает достаточно большую погрешность, когда приточные струи направлены непосредственно в отверстия местных отсосов. Кроме того, данное уравнение достоверно оценивает концентрации ВВ лишь непосредственно вблизи источника выделения и слабо применимо для расчетов фоновых концентраций.

Все вышеперечисленные модели не позволяют учитывать такие факторы:

- форма помещения;
- расположение в помещении технологического оборудования;
- место фонового/аварийного выброса ВВ;
- характер выброса (залповый, полунепрерывный, непрерывный и т.д.);
- положение приточных и вытяжных отверстий.

В работах [49, 57] разработаны методы расчета, которые позволяют в некоторой степени учесть перечисленные факторы. Однако работы, несмотря на применение трехмерного уравнения конвективно-диффузионного переноса, имеют очень узкую направленность на численное моделирование загрязнения воздушной среды аммиаком при аварийных утечках, а также моделирования процесса дезинфекции помещения.

Основные определяющие уравнения математической модели [57] основаны на фундаментальных уравнениях движения потока и при применении определенных упрощений сводятся к виду:

$$\frac{\partial c}{\partial t} + u \cdot \frac{\partial c}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial x} A \frac{\partial c}{\partial x} + \frac{g(t)}{S \cdot l_0} \quad (3.18)$$

где A – коэффициент турбулентного обмена, $\text{м}^2/\text{с}^2$; S – площадь поперечного сечения зоны, м^2 ; l_0 – протяженность зоны помещения, м .

Данная математическая модель отличается от существующих тем, что позволяет рассчитывать поля концентраций ВВ для помещений сложной конфигурации. Модель позволяет контролировать также средние по времени концентрации ВВ и их максимальные концентрации. Однако представленная в [57] математическая модель ориентирована преимущественно на моделирование воздушных потоков с целью оптимального проектирования вентиляционных систем и, несмотря на видимые преимущества этой модели, ее недостатком является отсутствие трехмерности, возможности рассмотрения динамики изменения концентрации ВВ во времени, модель апробирована только в штатных ситуациях (отсутствие аварийного выброса).

3.1.3 Математические модели процессов тепломассопереноса с использованием разбивки помещения на зоны

Ввиду специфики рассматриваемого источника загрязнения в моделях массопереноса вредных веществ необходимо учитывать и теплоперенос. Изучение распределения температур и подвижности воздуха в производственных помещениях связано с необходимостью решения важной задачи охраны труда – обеспечения допустимых параметров микроклимата в рабочих зонах.

Целью моделирования является определение полей температур и подвижности воздуха, оптимального объема удаляемого воздуха общеобменной или местной системой вентиляции, конструкции и схемы установки местных отсосов с учетом характеристик и взаимного расположения источников избытков теплоты, а также с учетом подвижности воздуха в производственном помещении.

Существует несколько моделей описывающих распространение тепла в помещении.

Первая модель основана на методе позонных тепловых балансов. Выбранное помещение разделяют на отдельные зоны. Параметры воздушной среды внутри каждой зоны принимаются одинаковыми. Число таких зон, а, следовательно, и число уравнений баланса может быть достаточно большим. Достаточно сложным при использовании такого метода является обоснование разделения помещения на зоны и установление коэффициентов теплообмена между ними. Для этого используется понятие «матрица приведенных кратностей» [7]. Для разделения помещения на зоны используют физическую картину распространения воздушных и тепловых потоков в помещении. Надежность результатов зависит от обоснованности выбора зон и определения матрицы приведенных кратностей.

Еще одной моделью, разработанной М. Я. Позом, является метод математического моделирования задач тепло- и массопереноса с использованием уравнений Новье-Стокса и метода «склейки» течений. В соответствии с этим методом, помещение, как и в первой модели, разбивают на зоны. Затем для каждой из зон производят расчеты, используя более простую систему уравнений, чем уравнения Новье-Стокса. Полученные решения «склеивают» на границах зон. Данный метод можно использовать только тогда, когда известны соответствующие результаты исследований, полученные на физических моделях или в натурных условиях.

Обзор и систематизация известных математических моделей распространения ВВ и избытков теплоты (ИТ) представлены в таблице 3.1

**Обзор и систематизация известных математических моделей
распространения ВВ и избытков теплоты (ИТ)**

Наименование и автор модели	Модельное уравнение	Характерные особенности модели
1	2	3
Модель с гауссовым распределением концентраций (Паскуилл и Гиффорд)	$q(x, y, z) = \frac{Q}{2 \cdot \pi \cdot \sigma_y(x) \cdot \sigma_z(x) \cdot u} \cdot f_F \cdot f_N \cdot \exp\left(-\frac{y^2}{2 \cdot \sigma_y^2(x)}\right) \cdot \left(\exp\left(-\frac{(z-h)^2}{2 \cdot \sigma_z^2(x)}\right) + \exp\left(-\frac{(z+h)^2}{2 \cdot \sigma_z^2(x)}\right)\right)$	Эмпирическая модель, где допускаются значительные упрощения: процесс диффузии рассматривается стационарным, изменения концентраций ВВ в среде со временем носят квазистационарный характер $\left(\frac{\partial C}{\partial \tau} = 0\right)$, применяется осреднение концентраций, решается только одномерная или двумерная задача.
Уравнение пространственного распределения средних концентраций ВВ в атмосфере (М. Я. Берлянд)	$u \cdot \frac{\partial q}{\partial x} - w \cdot \frac{\partial q}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial z} \cdot k_z \cdot \frac{\partial q}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial y} \cdot k_y \cdot \frac{\partial q}{\partial y} - \alpha \cdot q,$	В модели отсутствует возможность учета времени распространения загрязняющего вещества.
Уравнение переноса примесей в атмосфере (Г.И. Марчук)	$\frac{\partial \varphi}{\partial t} + u \frac{\partial \varphi}{\partial x} + v \frac{\partial \varphi}{\partial y} + w \frac{\partial \varphi}{\partial z} = 0$	Модель идеализирована и не описывает основных особенностей переноса вещества от источника.
Трехмерная модель диффузии и переноса примеси.	$\frac{\partial C}{\partial t} + (\bar{V}, grad) \cdot C - div(D grad C) = Q$	Для задания коэффициентов тензора диффузии D необходимо использование различных

		эмпирических моделей атмосферной турбулентности, в которых затруднительно задать реальное распределение скорости ветра, что ограничивает применение модели.
1	2	3
Уравнение Сельвестрова А.Н.	$C_i(\tau) = \frac{M_{ep}}{L_{np}} + C_{np_i} - \left(\frac{M_{ep}}{L_{np}} + C_{np_i} - C_0 \right) \cdot e^{-\tau \cdot \frac{L_{np}}{V_{ном}}}$	Уравнение данной модели не учитывает координаты источника выброса, вычисляемое значение концентрации является усреднённым для всего объема помещения в текущий момент времени. Значения концентраций ВВ, рассчитанные по этой модели, оказываются заниженными.
Эльтерман В.М.	$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \cdot C^\alpha) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \cdot u_i \cdot C^\alpha) = \frac{\partial}{\partial x_i}(\mu^\alpha \cdot \frac{\partial C^\alpha}{\partial x_i}) + g^\alpha$	Модель базируется на основе одномерного уравнения конвективно-диффузионного переноса примесей, результаты относятся только к стационарным процессам распространения ВВ в плоскопараллельных воздушных потоках.
Уравнение баланса массы вещества в	$L_{np} \cdot C_{np} + G_i = L_{выт} \cdot C_{yo},$	Отсутствует возможность

вентилируемом помещении (СНиП 2.04.05-2000)		определения концентраций локально, не учитывается время распространения загрязняющего вещества, нельзя задать координаты источника выброса вредностей.
<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>
Уравнение распространения ВВ во встречном потоке воздуха диффузией (Тищенко Н.Ф.)	$C_x = k \cdot C_0 \cdot e^{-\alpha x / A_x}$	Уравнение учитывает распределение концентраций ВВ во встречном потоке воздуха и дает большую погрешность, когда приточные струи направлены непосредственно в отверстия местных отсосов. Уравнение достоверно оценивает концентрации ВВ лишь непосредственно вблизи источника выделения и слабо применимо для расчетов фоновых концентраций.
Модель распространения ВВ в воздушных вентиляционных потоках (Кузнецов И.С.)	$\frac{\partial c}{\partial t} + u \cdot \frac{\partial c}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial x} A \frac{\partial c}{\partial x} + \frac{g(t)}{S \cdot l_0}$	Модель ориентирована на моделирование воздушных потоков с целью оптимального проектирования вентиляционных систем и, несмотря на видимые преимущества этой модели, ее недостатком является отсутствие трехмерности, возможности рассмотрения

		динамики изменения концентрации ВВ во времени, модель апробирована только в штатных ситуациях (отсутствие аварийного выброса).
1	2	3
Уравнение Навье-Стокса осредненное по Рейнольдсу	$\frac{\partial(\rho \cdot u_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \cdot u_i \cdot u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\mu''(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i})) - \frac{2}{3} \cdot \frac{\partial}{\partial x_i}(\mu'' \frac{\partial u_j}{\partial x_j}) - \frac{2}{3} \cdot \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \cdot k) - \delta_i \cdot \rho \cdot g$	На основе осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса численно моделируется трехмерное турбулентное течение.
Уравнение процесса распространения тепла непрерывного точечного источника мощностью q, выделяющегося на поверхности полу бесконечного в тепловом отношении тела	$T(R, \tau) = \frac{q}{4 \cdot \pi \cdot \lambda \cdot R} \cdot \left[1 - \Phi\left(\frac{R}{\sqrt{4a\tau}}\right) \right] + T_c$	Не учитывает тепловые потери, вызванные неполным поглощением тепловой энергии источника тепла поверхностью исследуемого объекта, а также конвективным и лучистым теплообменом поверхности исследуемого тела с окружающей средой
Нелинейное дифференциальное уравнение теплопроводности Пчелинцев А. Н.	$\frac{\partial T}{\partial \tau} = \frac{1}{\rho c} \cdot \left[\lambda(T) \cdot \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{d\lambda}{dT} \cdot \left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)^2 + Q(\tau) \right] \quad (3.19)$	Уравнение описывает процесс распространения теплоты в безграничном теле с периодическим источником теплоты внутри.
Уравнение Фурье-Кирхгофа	$q_v + \text{div}(\lambda \cdot \text{grad}T) = c \cdot \rho \left[\frac{\partial T}{\partial \tau} + (u, \text{grad}(T)) \right] \quad (3.20)$	Это уравнение устанавливает зависимость между температурой, временем и координатами объекта

		в элементарном объеме
1	2	3
Уравнения тепломассоперенос а ВВ на основе теории подобия	$ \begin{aligned} & \frac{c_0}{\tau_0} \cdot \frac{\partial \tilde{c}}{\partial \tilde{\tau}} + \frac{c_0 \cdot u_0}{L_0} \cdot \frac{\partial(\tilde{u} \cdot \tilde{c})}{\partial \tilde{x}} + \frac{c_0 \cdot v_0}{L_0} \cdot \frac{\partial(\tilde{v} \cdot \tilde{c})}{\partial \tilde{y}} + \\ & + \frac{c_0 \cdot w_0}{L_0} \cdot \frac{\partial((\tilde{w} + \frac{w_s}{w_0}) \cdot \tilde{c})}{\partial \tilde{z}} = \\ & = \frac{A_x \cdot c_0}{L_0^2} \cdot \frac{\partial}{\partial \tilde{x}} \left(\frac{\partial \tilde{c}}{\partial \tilde{x}} \right) + \frac{A_y \cdot c_0}{L_0^2} \cdot \frac{\partial}{\partial \tilde{y}} \left(\frac{\partial \tilde{c}}{\partial \tilde{y}} \right) + \\ & + \frac{A_z \cdot c_0}{L_0^2} \cdot \frac{\partial}{\partial \tilde{z}} \left(\frac{\partial \tilde{c}}{\partial \tilde{z}} \right) + \sum Q_{v_i}^j (\tilde{\tau} - \tau_0) \cdot \sigma(r - r_j) \\ & \rho \cdot C_p \left(\frac{T_0}{\tau_0} \cdot \frac{\partial \tilde{T}}{\partial \tilde{\tau}} + \frac{T_0 \cdot u_0}{L_0} \cdot \frac{\partial(\tilde{u} \cdot \tilde{T})}{\partial \tilde{x}} + \frac{T_0 \cdot v_0}{L_0} \cdot \frac{\partial(\tilde{v} \cdot \tilde{T})}{\partial \tilde{y}} + \right. \\ & \left. + \frac{T_0 \cdot w_0}{L_0} \cdot \frac{\partial((\tilde{w} + \frac{w_s}{w_0}) \cdot \tilde{T})}{\partial \tilde{z}} \right) = \\ & = \frac{\lambda_x \cdot T_0}{L_0^2} \cdot \frac{\partial}{\partial \tilde{x}} \left(\frac{\partial \tilde{T}}{\partial \tilde{x}} \right) + \frac{\lambda_y \cdot T_0}{L_0^2} \cdot \frac{\partial}{\partial \tilde{y}} \left(\frac{\partial \tilde{T}}{\partial \tilde{y}} \right) + \\ & + \frac{\lambda_z \cdot T_0}{L_0^2} \cdot \frac{\partial}{\partial \tilde{z}} \left(\frac{\partial \tilde{T}}{\partial \tilde{z}} \right) + \sum Q_{v_i}^j (\tilde{\tau} - \tau_0) \cdot \sigma(r - r_j) \end{aligned} \tag{3.21} $	<p>Моделирование производится на базе полных безразмерных уравнений теплоемассопереноса, что позволяет применить математическую модель к исследованию гораздо большего числа различных объектов.</p>
Система уравнений тепломассоперенос а в переменных вихрь - функция тока	$ \begin{aligned} & \frac{\partial T}{\partial \tau} + \frac{\partial \psi}{\partial y} \cdot \frac{\partial T}{\partial x} - \frac{\partial \psi}{\partial x} \cdot \frac{\partial T}{\partial y} = a \cdot \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \\ & \frac{\partial \omega}{\partial \tau} + \frac{\partial \psi}{\partial y} \cdot \frac{\partial \omega}{\partial x} - \frac{\partial \psi}{\partial x} \cdot \frac{\partial \omega}{\partial y} = \\ & = v \cdot \left(\frac{\partial^2 \omega}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \omega}{\partial y^2} \right) - \beta \cdot \left(g_y \cdot \frac{\partial T}{\partial x} - g_x \cdot \frac{\partial T}{\partial y} \right) \\ & \frac{\partial^2 \psi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \psi}{\partial y^2} + \omega = 0 \end{aligned} \tag{3.22} $	<p>Главное удобство модели, в том, что для численного его решения уравнения системы очень похожи по типу (по математическим свойствам) и для численного решения гораздо проще, чем, например, уравнения Навье-Стокса. Решение системы не даёт распределения давления в пространстве, где происходит конвекция, но этого в большинстве случаев не требуется, так как наибольший интерес при</p>

		исследованиях представляют поля температуры и скорости.
--	--	--

Выводы:

Обзор и анализ существующих моделей распространения ВВ показал, что:

- разработано большое количество моделей распространения ВВ для стационарных источников загрязнения разной сложности преимущественно для открытых пространств;

- модели переноса ВВ для передвижных источников значительно упрощены и имеют ряд существенных недостатков (не учитывается движение источников в окружающей или производственной средах), устранение которых позволило бы выстроить более адекватную математическую модель массопереноса вещества в пространстве;

- существуют объективные трудности численного решения математической задачи (модельных уравнений) особенно в трёхмерной постановке;

- для адекватного описания реальных физических процессов, происходящих в загазованных производственных помещениях необходима разработка нестационарной трехмерной математической модели конвективно-диффузионного переноса ВВ, численных алгоритмов ее решения и программного обеспечения, позволяющего автоматизировать процесс поиска рациональных решений, улучшающих условия труда за счет снижения загазованности в РЗ;;

- определение полей концентраций ВВ в производственных помещениях позволяет организовать рациональный выбор как мест расположения источников загрязнения, так и приточных/вытяжных устройств вентиляции для обеспечения безопасных условий труда;

- изучение факторов, влияющих на взаимодействие вентиляционных воздушных потоков с конвективными потоками от источников избыточной теплоты, позволит организовать такое управление воздушными потоками, которое обеспечит формирование в производственных помещениях полей распределения температур и скоростей движения воздуха, соответствующих допустимым параметрам микроклимата;

- при составлении математических моделей распространения избытков явной теплоты от источников необходимо учитывать взаимодействие отопительных систем с системами вентиляции.

- высокая производительность современного программного обеспечения позволяет применить численные методы для решения сложных уравнений математических моделей процессов газодинамики на более высоком уровне.

3.2 Математическая модель процессов распространения вредных веществ в помещениях

Поле концентраций ВВ внутри помещений обкатки формируется сложными процессами, под действием которых происходит перенос ВВ по вентилируемому помещению (естественная и принудительная вентиляция). В реальной ситуации в переносе ВВ участвуют как конвекция, так и ламинарная и турбулентная диффузия, под действием которых в помещениях образуется градиент концентраций.

Основные физические процессы, формирующие поля концентраций ВВ описываются следующими уравнениями [57]:

- *уравнение неразрывности:*

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} \cdot (\rho \cdot u_i) = 0, \quad (3.23)$$

где ρ - плотность воздуха, кг/м³; t – время, с; x_i - i -я пространственная координата, м; u_i - i -я компонента скорости течения воздуха, м/с.

- *уравнение Навье-Стокса, осредненное по Рейнольдсу:*

$$\frac{\partial(\rho \cdot u_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \cdot u_i \cdot u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial \rho}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\mu''(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i})) - \frac{2}{3} \cdot \frac{\partial}{\partial x_i}(\mu'' \frac{\partial u_j}{\partial x_i}) - \frac{2}{3} \cdot \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \cdot k) - \delta_i \cdot \rho \cdot g \quad (3.24)$$

где ρ – давление, Па; μ'' – коэффициент диффузии для переменной u , кг/м с; k – кинетическая энергия турбулентности, м²/с²; g – ускорение свободного падения, м/с².

- уравнение переноса кинетической энергии:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i k)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i}(\mu^k \frac{\partial k}{\partial x_i}) + G^k + G^b - \rho \cdot \varepsilon, \quad (3.25)$$

где G^k, G^b – скорость образования турбулентности, кг/м³ с; ε – скорость диссипации турбулентной энергии, м²/с³.

- уравнение для определения скорости диссипации турбулентной энергии:

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i \varepsilon)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i}(\mu^\varepsilon \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i}) + \frac{\varepsilon}{k}(C_1(G^k + G^b) - C_2 \cdot \rho \cdot \varepsilon), \quad (3.26)$$

где C_1, C_2 – константы $k - \varepsilon$ модели турбулентности.

- уравнение скорости образования турбулентности:

$$G^k = 2 \cdot \mu_i (\sum_i (\frac{\partial u_i}{\partial x_i})^2 + \mu_i (\sum_j (\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i})^2), \quad (3.27)$$

$$G^b = \mu_i \cdot g \cdot \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial \rho}{\partial x_i}, \quad (3.28)$$

где μ_i – турбулентная динамическая вязкость, кг/м с.

- уравнение состояния для газообразных ВВ:

$$\rho = \frac{P_0}{R_0 T} \sum_{\alpha} \frac{C^{\alpha}}{M^{\alpha}} \quad (3.29)$$

где P_0 – атмосферное давление, Па; R_0 – универсальная газовая постоянная, Дж/моль К; T – абсолютная температура, К; M^{α} – молярная масса α – компоненты газовой смеси, кг/моль.

- уравнение массообмена в общем виде:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \cdot C^{\alpha}) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \cdot u_i \cdot C^{\alpha}) = \frac{\partial}{\partial x_i}(\mu^{\alpha} \cdot \frac{\partial C^{\alpha}}{\partial x_i}) + g^{\alpha}, \quad (3.30)$$

где C^α – концентрация ВВ; g^α – скорость поступления ВВ в помещение, кг/м³с.

Граничные условия для решения полученной системы уравнений определяются условиями непроницаемости боковых поверхностей и равенства нулю скорости на твердых границах. Начальные условия – начальное распределение скоростей, давлений и концентраций вредных веществ по помещению.

Для расчета концентраций вредных веществ в воздухе рабочей зоны участков обкатки машиностроительных предприятий нами предложена нестационарная трехмерная математическая модель переноса вредного вещества. Предложенный метод расчета базируется на создании численной модели процесса миграции примеси в помещении на базе трехмерного уравнения конвективно-диффузионного переноса вредностей в воздушной среде, имеющего следующий вид:

$$\frac{\partial C_i}{\partial t} + \frac{\partial(u \cdot C_i)}{\partial x} + \frac{\partial(v \cdot C_i)}{\partial y} + \frac{\partial((w - w_s) \cdot C_i)}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial x} \cdot (A_x \cdot \frac{\partial C_i}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial y} \cdot (A_y \cdot \frac{\partial C_i}{\partial y}) + \frac{\partial}{\partial z} \cdot (A_z \cdot \frac{\partial C_i}{\partial z}) + \sum Q_i^j(t) \cdot \delta(r - r_j); \quad (3.31)$$

где: C_i – концентрация i -го ВВ в помещении; u, v, w – компоненты вектора скорости воздушной среды; w_s – скорость оседания/подъема примеси/газов; $A_{\Pi} = (A_x, A_y, A_z)$ – коэффициенты турбулентной диффузии помещения; $Q_i^j(t)$ – интенсивность выброса i -го ВВ от j -го источника в помещении; $\delta(r - r_i)$ – дельта-функция Дирака; t – время; $r_j = (x_j, y_j, z_j)$ – координаты источника выброса. Уравнение (9) является уравнением неразрывности потока примеси. Члены, содержащие компоненты скорости u, v, w в направлении координатных осей x, y, z , описывают конвективный перенос примеси, а в правой части уравнения сгруппированы члены, описывающие диффузионную часть.

Уравнение (3.31) есть уравнение неразрывности потока примеси. Члены, содержащие компоненты скорости u, v, w в направлении

координатных осей x, y, z , описывают конвективный перенос примеси. В правой части уравнения сгруппированы члены, описывающие диффузионную часть.

Учитывая, что многие ВВ имеют ПДК_{р.з.} в пределах $5 - 20 \text{ мг/м}^3$ и воздух при загрязнении ими изменяет плотность не более чем на $0,001 \%$ [57], можно сделать следующее допущение: поле скоростей конвективных потоков воздуха, вызванных изменением плотности воздуха вследствие его загрязнения ВВ, пренебрежимо мало по сравнению со стационарным полем скоростей воздушных потоков, сформированных приточными и конвективными струями. Тогда поля скоростей воздушных потоков и коэффициентов турбулентного обмена будут постоянны в течение всего времени формирования полей концентраций ВВ.

Для расчета поля скорости воздушного потока в помещении, индуцированного работой вентиляции делается допущение, что движение воздушной среды в помещении – потенциальное, тогда компоненты скорости воздушной среды определяются соотношениями:

$$u = \frac{\partial P}{\partial x}, v = \frac{\partial P}{\partial y}, w = \frac{\partial P}{\partial z}, \text{ где } P - \text{потенциал.}$$

Уравнение для определения потенциала имеет вид:

$$\frac{\partial^2 P}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 P}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 P}{\partial z^2} = 0, \quad (3.32)$$

Для решения дифференциальных уравнений (3.31) и (3.32) необходимо определить область, в которой будут проводиться расчеты, для чего определяются начальные и граничные условия:

Начальные и граничные условия для уравнения (3.31):

- в начальный момент времени $t=0$ и на входной границе имеем известное значение концентрации C_0 : $C(x, y, z, 0) = C_0(x, y, z)$;

Данное условие показывает, что в начальный момент времени, рассматривается известное значение концентрации вредного вещества в

воздухе рабочей зоны, которое может быть либо нулевым, либо иметь значение фоновой концентрации на момент проведения опыта.

- на боковых стенках: $\frac{\partial C}{\partial n} = 0$;

В последнем равенстве указывается, что стенки помещения, в котором проводятся исследования, являются непроницаемыми для концентрации загрязняющего вещества.

- на выходной границе: $\frac{\partial C}{\partial n} = -\frac{q}{A_{\Pi}} \cdot C$ где $q = \begin{cases} v_n, v_n \geq 0 \\ 0, v_n < 0 \end{cases}$, это означает, что

поток примеси зависит от её концентрации, скорости v_n и направления воздушного потока, индуцированного работой вентиляции.

Для уравнения (3.32) ставятся следующие граничные условия:

- на твердых стенках $\frac{\partial P}{\partial n} = 0$, где n - единичный вектор внешней

нормали;

Это означает, что стенки исследуемого помещения являются непроницаемыми для воздушных потоков.

- на выходной границе $\frac{\partial P}{\partial n} = v_n$, где v_n - известное значение скорости.

- на входной границе (границе втекания воздушного потока в помещение) $P = const$ (условие Дирихле).

3.2.1 Определение коэффициентов турбулентного обмена

Большое влияние на поля концентраций ВВ оказывают коэффициенты турбулентной диффузии, входящие в уравнения массопереноса [6, 64]. При турбулентном течении потока и турбулентном переносе коэффициенты A_{Π} пропорциональны диссипируемой энергии и определяющему размеру рассматриваемого источника. Для вентилируемых помещений, зная величину энергии, поступающей в помещение, и определяющий размер источника, можно определить коэффициент турбулентного обмена в плоскости (x, y), m^2/c :

$$A_x = A_y = 0,25 \cdot \varepsilon^{1/3} \cdot l_{\Pi}^{4/3} \quad (3.33)$$

где: ε - кинетическая энергия воздушных потоков в помещении; l_{Π} - определяющий размер помещения, равный для прямоугольных отверстий и сечений неправильной формы $l_{\Pi} = \sqrt{F}$, м, где F - площадь сечения помещения перпендикулярная направлению движения воздушных потоков.

Коэффициент турбулентного обмена по высоте помещения находится из зависимости, предложенной Берляндом М.Я. для наибольших классов устойчивости воздушной среды $A_{\Pi z} = A_{z=1} \cdot \left(\frac{z}{z_1}\right)$, что допустимо для исследуемого помещения. Здесь $A_{z=1}$ - коэффициент турбулентного обмена на высоте 1м, $z_1 = 1$ м, z - текущая высота помещения, м.

Кинетическая энергия воздушных потоков в помещении ε определяется из формулы: $\varepsilon = \varepsilon_{\Pi C} + \varepsilon_{TC} + \varepsilon_{ДП} - \varepsilon_{BC}$, в которую входят соответственно энергии приточных струй $\varepsilon_{\Pi C}$, тепловых струй ε_{TC} , движущихся предметов $\varepsilon_{ДП}$ и вытяжных струй ε_{BC} .

Учитывая, особенности технологического процесса и конструкцию вытяжных отверстий участка обкатки, энергиями движущихся предметов $\varepsilon_{ДП}$ и вытяжных струй ε_{BC} можно пренебречь.

Наоборот, величины $\varepsilon_{\Pi C}$ и ε_{TC} учитываются в модели рассеивания ВВ и находятся из формул:

$$\varepsilon_{\Pi C} = \frac{G_B \cdot \xi \cdot v^2}{2 \cdot G_{\Pi}}, \quad (3.34)$$

где G_B - масса воздуха, подаваемого в помещение, кг/с; $G_B = L \cdot \rho$, где L - объемный расход воздуха, м³/с; ρ - плотность воздуха, кг/м³; ξ - коэффициент местного сопротивления на выходе из воздухораспределителей (табличные справочные данные); v - средняя скорость выхода воздуха из приточных отверстий, м/с; G_{Π} - масса воздуха в объеме помещения, кг, ($G_{\Pi} = V \cdot \rho$).

Учитывая, что кратность воздухообмена $\kappa_p = \frac{L}{V_{\Pi}}$, где V_{Π} - свободный объем помещения, м³, после преобразований получим:

$$\varepsilon_{\text{пс}} = \kappa_p \cdot \frac{\xi \cdot v^2}{2} = \frac{L}{V_{\text{п}}} \cdot \frac{\xi \cdot v^2}{2} \quad (3.35)$$

$$\varepsilon_{\text{ТС}} = \frac{E_{\text{ТС}}}{G_{\text{п}}} = \frac{g \cdot \bar{Q} \cdot z}{C_p \cdot T_0 \cdot \rho} \cdot \frac{1+n}{4} \quad \text{или} \quad \varepsilon_{\text{ТС}} = C \cdot \frac{\bar{Q}}{\rho_B} \cdot z \quad (3.36)$$

где \bar{Q} – теплонапряженность объема, Вт/м³, $\bar{Q} = \frac{Q_{\text{я}}}{V_{\text{п}}}$; $Q_{\text{я}}$ – теплоступление явного тепла в помещение, Вт; g – ускорение свободного падения, м²/с; z – расстояние от полюса до рассматриваемой точки, м: $z = z_{\text{п}} + z_{\text{и}}$, где $z_{\text{п}}$ – расстояние от источника до полюса струи, м; $z_{\text{и}}$ – расстояние от источника до рассматриваемой точки, м; $n=0,8$ – экспериментальная константа; C_p – теплоемкость воздуха в удалении от источника; T_0 – температура воздуха в удалении от источника, К; ρ_0 – плотность воздуха в удалении от источника, кг/м³; C – коэффициент пропорциональности, равный для нагретой пластины, расположенной на основании – $3,43 \cdot 10^{-6}$, расположенной заподлицо с плоскостью $18,3 \cdot 10^{-6}$.

При расчётах по формулам (3.35) и (3.36) необходимо дополнительно знать массу воздуха, подаваемого в помещение в единицу времени, кратность вентиляции помещения, коэффициент местного сопротивления на выходе из воздухораспределителей, плотность и скорость втекания воздуха.

Явное теплоступление в помещение учитывается для источников, оборудованных местными отсосами, как

$$Q_{\beta} = \left[0,00116 \cdot \hat{E}_T \cdot N_{\dot{y}}^{\text{max}} \cdot \hat{A} \cdot b_{\dot{y}} + \tilde{N}_{\rho \dot{I} \dot{A}}^{\text{max}} \cdot Q_{\dot{I} \dot{A}}^{\text{max}} \cdot (\dot{O}_{\dot{I} \dot{A}}^{\text{max}} - T_0) \cdot (1 - \varphi_{\dot{I} \dot{A}}) + Q_{\dot{I}} \right] \cdot \dot{A}_{\dot{A}}, \text{ кВт}$$

а для источников ими не оборудованных

$$Q_{\beta} = \left[0,00116 \cdot \hat{E}_T \cdot N_{\dot{y}}^{\text{xx}} \cdot \hat{A} \cdot b_{\text{xx}} + \tilde{N}_{\rho \dot{I} \dot{A}}^{\text{xx}} \cdot Q_{\dot{I} \dot{A}}^{\text{xx}} \cdot (\dot{O}_{\dot{I} \dot{A}}^{\text{xx}} - T_0) + Q_{\dot{I}} \right] \cdot \dot{A}_{\dot{A}}, \text{ кВт},$$

где $Q_{\dot{I} \dot{A}}^{\text{max}}$, $Q_{\dot{I} \dot{A}}^{\text{xx}}$ – массовые расходы ОГ на режимах максимальной нагрузки и холостого хода при обкатке, кг/с $C_{\rho \text{ог}}^{\text{max}}$, $C_{\rho \text{ог}}^{\text{xx}}$ – изобарные теплоемкости ОГ на режимах максимальной нагрузки и холостого хода, Дж/кг К; $T_{\text{ог}}^{\text{max}}$, $T_{\text{ог}}^{\text{xx}}$ – температура ОГ на различных режимах нагрузки, К; $A_{\text{д}}$ – количество стендов; $K_{\text{т}}$ – коэффициент, учитывающий количество выделяемого дизелем

тепла, принимается при водовоздушной системе охлаждения равным 0,35, при жидкостной - 0,08; $N_{\dot{y}}^{\max}$, $N_{\dot{y}}^{\text{xx}}$ - эффективная мощность дизеля при максимальном нагружении на стенде и при холостом ходе, л.с.; B - теплотворная способность топлива, ккал/кг; $b_{\dot{y}}$, b_{xx} - удельный эффективный расход топлива при максимальной нагрузке и на холостом ходу, кг/(л.с.·ч); 0,00116 - коэффициент пересчёта размерностей из ккал/ч в кВт.

Окончательно математическая модель процессов распространения ВВ в помещениях состоит из системы следующих уравнений:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial C_i}{\partial t} + \frac{\partial(u \cdot C_i)}{\partial x} + \frac{\partial(v \cdot C_i)}{\partial y} + \frac{\partial((w - w_s) \cdot C_i)}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial x} \cdot (A_x \cdot \frac{\partial C_i}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial y} \cdot (A_y \cdot \frac{\partial C_i}{\partial y}) + \frac{\partial}{\partial z} \cdot (A_z \cdot \frac{\partial C_i}{\partial z}) + \\ + \sum Q_i^j(t) \cdot \delta(r - r_j); \\ u = \frac{\partial P}{\partial x}, v = \frac{\partial P}{\partial y}, w = \frac{\partial P}{\partial z}; \\ \frac{\partial^2 P}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 P}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 P}{\partial z^2} = 0. \end{array} \right. \quad (3.37)$$

Граничные условия модели и методы определения коэффициентов турбулентного обмена подробно описаны выше.

В основе математического описания предложенной модели лежит система дифференциальных уравнений в частных производных, решение которой в аналитическом виде очень трудоемко. Поэтому при математическом моделировании указанных процессов прибегают к тем или иным численным методам, позволяющим найти приближенное решение дифференциальной задачи, на основе которой можно построить графическое отображение решения, получить те или иные количественные характеристики процесса, выбрать оптимальные параметры, т.е., в конечном счете, получить достаточно полное представление относительно изучаемой проблемы.

3.3. Математическая модель тепломассопереноса вредных веществ и избытков явной теплоты в производственном помещении.

Дальнейшее развитие моделей связано с возможностью комплексного учёта различных опасных и вредных производственных факторов, воздействующих на работников. Ниже представлена модель, которая модернизирует систему уравнений (3.37) и позволяет прогнозировать не только уровни загазованности воздуха рабочих зон, но и рассчитывать основные параметры производственного микроклимата.

Для расчета концентраций вредных веществ и температур в воздухе рабочей зоны производственных предприятий нами предложена нестационарная трехмерная математическая модель тепломассопереноса вещества. Предложенный метод расчета базируется на создании численной модели процесса миграции примеси и переноса тепла в помещении на базе трехмерных уравнения конвективно-диффузионного переноса, имеющих следующий вид:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial \tilde{N}_i}{\partial \tau} + \frac{\partial(u \cdot C_i)}{\partial x} + \frac{\partial(v \cdot C_i)}{\partial y} + \frac{\partial((w + w_s) \cdot C_i)}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial x} \cdot ((A_{ix} + D_x) \cdot \frac{\partial C_i}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial y} \cdot ((A_{iy} + D_y) \cdot \frac{\partial C_i}{\partial y}) + \\ + \frac{\partial}{\partial z} \cdot ((A_{iz} + D_z) \cdot \frac{\partial C_i}{\partial z}) + \sum Q_i^j(\tau) \cdot \delta(r - r_j); \\ u = \frac{\partial P}{\partial x}, v = \frac{\partial P}{\partial y}, w = \frac{\partial P}{\partial z} \\ \frac{\partial^2 P}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 P}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 P}{\partial z^2} = 0, \\ \rho \cdot \tilde{N}_p \left(\frac{\partial T}{\partial \tau} + \frac{\partial(u \cdot T)}{\partial x} + \frac{\partial(v \cdot T)}{\partial y} + \frac{\partial((w + w_s) \cdot T)}{\partial z} \right) = \frac{\partial}{\partial x} \cdot ((\lambda + \lambda_i + \lambda_p) \cdot \frac{\partial T}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial y} \cdot ((\lambda + \lambda_i + \lambda_p) \cdot \frac{\partial T}{\partial y}) + \\ + \frac{\partial}{\partial z} \cdot ((\lambda + \lambda_i + \lambda_p) \cdot \frac{\partial T}{\partial z}) + \sum Q_{vi}^j(\tau) \cdot \delta(r - r_j); \end{array} \right. \quad (3.38)$$

где C_i - концентрация i -го ВВ в помещении, мг/м³; t - текущее время, с;
 u, v, w - компоненты вектора скорости воздушной среды, м/с; w_s - скорость оседания/подъёма примеси/газов; $A_{II} = (A_x, A_y, A_z)$ - коэффициенты турбулентной диффузии в помещении, м²/с; $D = (D_{\bar{o}}, D_{\bar{o}}, D_z)$ - коэффициенты диффузии i -го газа, м²/с; $Q_i^j(t)$ - интенсивность выброса i -го вредного вещества от j -го источника в помещении, кг/с; $r_j = (x_j, y_j, z_j)$ - координаты j -го источника выброса, м; ρ - плотность газовой смеси, кг/м³; C_p - удельная изобарная теплоемкость, Дж/(кг · К); $\lambda = (\lambda_x, \lambda_y, \lambda_z)$ - коэффициент теплопроводности i -го газа, Вт/(м·К); $\lambda_t = (\lambda_{tx}, \lambda_{ty}, \lambda_{tz})$ - коэффициент турбулентной теплопроводности, Вт/(м·К); $\lambda_p = (\lambda_{px}, \lambda_{py}, \lambda_{pz})$ - коэффициент радиационной теплопроводности, Вт/(м·К); Q_{vi}^j - интенсивность внутренних источников тепла, Вт/м³.

Первое уравнение системы (3.38) есть уравнение неразрывности потока примеси. Члены, содержащие компоненты скорости u, v, w в направлении координатных осей x, y, z , описывают конвективный перенос примеси. В правой части уравнения сгруппированы члены, описывающие диффузионную часть, третье уравнение системы (3.38) аналогично вышеописанному уравнению.

Для расчета поля скорости воздушного потока в помещении, индуцированного работой вентиляции также как в (3.37) делается допущение, что движение воздушной среды в помещении – потенциальное, тогда компоненты скорости воздушной среды определяются соотношениями:

$$u = \frac{\partial P}{\partial x}, v = \frac{\partial P}{\partial y}, w = \frac{\partial P}{\partial z}, \text{ где } P - \text{потенциал.}$$

Уравнение для определения потенциала имеет вид (второе уравнение системы (3.38)):

$$\frac{\partial^2 P}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 P}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 P}{\partial z^2} = 0,$$

Для решения дифференциальных уравнений системы (3.38) необходимо определить область, в которой будут проводиться расчеты, для чего определяются начальные и граничные условия:

Начальные и граничные условия для первого уравнения системы (3.38)

- в начальный момент времени $t=0$ и на входной границе имеем известное значение концентрации C_0 : $C(x, y, z, 0) = C_0(x, y, z)$;

Данное условие показывает, что в начальный момент времени, рассматривается известное значение концентрации вредного вещества в воздухе рабочей зоны, которое может быть либо нулевым, либо иметь значение фоновой концентрации на момент проведения опыта.

- на боковых стенках: $\frac{\partial C}{\partial n} = 0$; В последнем равенстве указывается, что стенки помещения, в котором проводятся исследования, являются непроницаемыми для загрязняющего вещества.

- на входной и выходной границе: $\frac{\partial C}{\partial n} = -\frac{q}{A_n} \cdot C$, где $q = \begin{cases} v_n, v_n \geq 0 \\ 0, v_n < 0 \end{cases}$, это означает, что поток примеси зависит от её концентрации, скорости v_n и направления воздушного потока, индуцированного работой вентиляции.

Начальные и граничные условия для третьего уравнения системы (3.38):

Начальные условия заключаются в задании распределения поля значений температуры в начальный момент времени ($t = t_0$), т.е. предшествующий расчетному. Они должны быть заданы в виде функции $T_{t_0} = f(x, y, z)$ – для пространственной задачи.

- на боковых стенках $\frac{\partial T}{\partial n} = -\frac{a}{\lambda_t} \cdot (T_n - T_c)$, данное уравнение обозначает, что со стенками помещения ведется теплообмен. Здесь должны быть заданы коэффициент теплоотдачи a и температура окружающей тело среды T_c .

- на входной границе (границе втекания воздушного потока в помещение) $T = const$, известное и постоянно значение температуры втекаемого в помещение потока воздуха.

- на выходной границе $\frac{\partial T}{\partial n} = -\frac{\nu_n}{\lambda_t} \cdot (T_n)$, что означает, что поток температуры примеси зависит от её температуры, скорости ν_n и направления воздушного потока, индуцированного работой вентиляции.

Граничные условия для второго уравнения (3.38):

- на твердых стенках $\frac{\partial P}{\partial n} = 0$, где n - единичный вектор внешней нормали;

Это означает, что стенки исследуемого помещения являются непроницаемыми для воздушных потоков.

- на выходной границе $\frac{\partial P}{\partial n} = \nu_n$, где ν_n - известное значение скорости.

- на входной границе (границе втекания воздушного потока в помещение) $P = const$ (условие Дирихле).

3.3.1 Определение коэффициентов турбулентной теплопроводности

Доминирующее влияние на рассчитываемые поля концентраций ВВ и поля температур оказывают коэффициенты турбулентного обмена и турбулентной теплопроводности, входящие в исходные дифференциальные уравнения, которые зависят от многих факторов, таких как: размер помещения, условия вентиляции в помещении (кратность воздухообмена), от кинетической энергии газовоздушных струй и от интенсивности источников загрязнения [1, 5].

Рассмотрим их нахождение ниже. Коэффициенты турбулентной диффузии (обмена) определяются аналогично как в модели (3.37).

После вычисления коэффициентов турбулентного обмена переходим к вычислению коэффициентов турбулентной теплопроводности λ_t .

Расчет коэффициентов турбулентной теплопроводности осуществляется по зависимости учитывающей его связь с коэффициентами турбулентного обмена:

$$\lambda_t = \frac{C_p \cdot \rho \cdot P_{rd} \cdot A_{\Pi}}{P_{rt}} \quad (3.39)$$

где ρ – плотность газовой смеси, кг/м³; C_p – удельная изобарная теплоемкость, Дж/(кг · К); P_{rd} – диффузионное число Прандтля, P_{rt} – турбулентное число Прандтля.

3.4. Методы теории подобия при моделировании тепломассопереноса вредных веществ и избытков явной теплоты в производственном помещении.

Рассмотренную математическую модель (3.38) необходимо представить в безразмерном виде, что позволит добиться её универсальности и применить её к исследованию гораздо большего числа различных объектов. Так как уравнения, описывающие физические процессы тепломассопереноса подобны, то эффективным является использование при их анализе критериев подобия.

При рассмотрении задачи в новых переменных исследуется не единичный частный случай, а бесконечное множество различных случаев, объединенных некоторой общностью свойств.

Переход от обычных физических величин к величинам комплексного типа (которые составлены из тех же величин, что в предыдущей системе уравнений) создает преимущества. Уменьшается число переменных. Вместе с тем, при исследовании задачи в этих величинах, отражающих влияние

отдельных факторов не порознь, а в совокупности, исследуемый процесс становится более понятным.

Приведем эту систему, а также начальные и граничные условия к безразмерному виду. Для этого выберем в качестве масштабов $C_0, T_0, u_0, l_0, \tau_0$ и введем безразмерные величины $\tilde{C} = \frac{C}{C_0}, \tilde{T} = \frac{T}{T_0}, \tilde{x} = \frac{x}{l_0}, \tilde{y} = \frac{y}{l_0}, \tilde{z} = \frac{z}{l_0}, \tilde{u} = \frac{u}{u_0}, \tilde{v} = \frac{v}{u_0}, \tilde{w} = \frac{w+w_s}{u_0}, \tilde{\tau} = \frac{u_0 \cdot \tau}{l_0}$, потенциал скоростей движения воздуха выразим через следующее соотношение:

$P = \tilde{P} \cdot l_0 \cdot u_0$ где l_0 – характерный размер помещения, C_0 – характерная концентрация ВВ, T_0 – характерная температура воздуха в рабочей зоне, u_0 – характерная скорость движения воздуха, τ_0 – характерное время процесса.

После подстановки полученных безразмерных величин в (2.32) и проведения некоторых преобразований получим систему уравнений тепломассопереноса в безразмерном виде, имеющую следующий вид:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{c_0 \cdot u_0}{l_0} \cdot \left(\frac{\partial \tilde{c}}{\partial \tilde{\tau}} + \frac{\partial(\tilde{u} \cdot \tilde{c})}{\partial \tilde{x}} + \frac{\partial(\tilde{v} \cdot \tilde{c})}{\partial \tilde{y}} + \frac{\partial((\tilde{w} + \frac{w_s}{u_0}) \cdot \tilde{c})}{\partial \tilde{z}} \right) = \frac{\partial}{\partial \tilde{x}} \left(\left(\frac{A_x \cdot c_0}{l_0^2} \right) \cdot \frac{\partial \tilde{c}}{\partial \tilde{x}} \right) + \frac{\partial}{\partial \tilde{y}} \left(\left(\frac{A_y \cdot c_0}{l_0^2} \right) \cdot \frac{\partial \tilde{c}}{\partial \tilde{y}} \right) + \\ + \frac{\partial}{\partial \tilde{z}} \left(\left(\frac{A_z \cdot c_0}{l_0^2} \right) \cdot \frac{\partial \tilde{c}}{\partial \tilde{z}} \right) + \sum \tilde{Q}_i^j(r_j, \tilde{\tau}) \\ \frac{\partial^2 \tilde{P}}{\partial \tilde{x}^2} + \frac{\partial^2 \tilde{P}}{\partial \tilde{y}^2} + \frac{\partial^2 \tilde{P}}{\partial \tilde{z}^2} = 0 \\ \rho \cdot C_p \cdot \frac{T_0 \cdot u_0}{l_0} \cdot \left(\frac{\partial \tilde{T}}{\partial \tilde{\tau}} + \frac{\partial(\tilde{u} \cdot \tilde{T})}{\partial \tilde{x}} + \frac{\partial(\tilde{v} \cdot \tilde{T})}{\partial \tilde{y}} + \frac{\partial((\tilde{w} + \frac{w_s}{u_0}) \cdot \tilde{T})}{\partial \tilde{z}} \right) = \frac{\partial}{\partial \tilde{x}} \left(\left(\frac{\lambda_x \cdot T_0}{l_0^2} \right) \cdot \frac{\partial \tilde{T}}{\partial \tilde{x}} \right) + \frac{\partial}{\partial \tilde{y}} \left(\left(\frac{\lambda_y \cdot T_0}{l_0^2} \right) \cdot \frac{\partial \tilde{T}}{\partial \tilde{y}} \right) + \\ + \frac{\partial}{\partial \tilde{z}} \left(\left(\frac{\lambda_z \cdot T_0}{l_0^2} \right) \cdot \frac{\partial \tilde{T}}{\partial \tilde{z}} \right) + \sum \tilde{Q}_v^j(r_j, \tilde{\tau}) \end{array} \right. \quad (3.40)$$

Далее разделим первое и второе уравнения системы (2.38) на $\frac{c_0 \cdot u_0}{l_0}$ и

$\rho \cdot C_p \cdot \frac{T_0 \cdot u_0}{l_0}$ соответственно. В результате получим группу критериев подобия

для исследуемого процесса тепломассопереноса:

$Sc = \frac{\nu}{A_x}$ – число Шмидта. Данное число показывает соотношение

интенсивностей вязкости газа и диффузии вещества, то есть характеризует относительную роль молекулярных процессов переноса количества

движения и переноса массы примеси диффузией.

$Re = \frac{u_0 \cdot l_0}{\nu}$ – число, или критерий Рейнольдса. Представляет собой меру отношения инерционной силы к силе внутреннего трения.

$Pr = \frac{\nu}{a}$ – число Прандтля. Мера отношения молекулярного переноса импульса к переносу тепла.

$Bi = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda}$ – критерий Био. Характеризует отношение интенсивности внешнего теплообмена α к интенсивности внутреннего теплообмена $\frac{l}{\lambda}$.

где ν – кинематическая вязкость, $a = \frac{\lambda}{c_p \cdot \rho}$ – коэффициент температуропроводности, α – коэффициент теплоотдачи.

Так же необходимо учесть, что при изменении температуры воздуха, меняются значения различных величин, характеризующих его свойства, которые, в свою очередь, оказывают влияние на критерии подобия, полученные в результате обезразмеривания системы уравнений, описывающей процессы тепломассопереноса. В качестве этих величин выступают такие, как плотность воздуха - ρ , теплоемкость воздуха c_p , теплопроводность - λ , коэффициент кинематической вязкости - ν , коэффициент температуропроводности a . Поэтому не стоит забывать, что изменение температуры воздуха, влияет на его параметры, и, следовательно, проводить необходимые корректировки, при вычислении полученных критериев подобия.

В результате, окончательная математическая модель тепломассопереноса вредных веществ и избытков явной теплоты состоит из системы следующих уравнений:

$$\left\{ \begin{aligned} & \frac{\partial \tilde{c}}{\partial \tilde{\tau}} + \frac{\partial(\tilde{u} \cdot \tilde{c})}{\partial \tilde{x}} + \frac{\partial(\tilde{v} \cdot \tilde{c})}{\partial \tilde{y}} + \frac{\partial((\tilde{w} + \frac{w_s}{u_0}) \cdot \tilde{c})}{\partial \tilde{z}} = \frac{1}{\text{Re}} \cdot \left(\frac{1}{Sc_x} \cdot \left(\frac{\partial^2 \tilde{c}}{\partial \tilde{x}^2} \right) + \frac{1}{Sc_y} \cdot \left(\frac{\partial^2 \tilde{c}}{\partial \tilde{y}^2} \right) + \frac{1}{Sc_z} \cdot \left(\frac{\partial^2 \tilde{c}}{\partial \tilde{z}^2} \right) \right) + \\ & + \sum \frac{\tilde{Q}_i^j(r_j, \tilde{\tau})}{\left(\frac{c_0 \cdot u_0}{l_0} \right)} \\ & \frac{\partial^2 \tilde{P}}{\partial \tilde{x}^2} + \frac{\partial^2 \tilde{P}}{\partial \tilde{y}^2} + \frac{\partial^2 \tilde{P}}{\partial \tilde{z}^2} = 0 \\ & \frac{\partial \tilde{T}}{\partial \tilde{\tau}} + \frac{\partial(\tilde{u} \cdot \tilde{T})}{\partial \tilde{x}} + \frac{\partial(\tilde{v} \cdot \tilde{T})}{\partial \tilde{y}} + \frac{\partial((\tilde{w} + \frac{w_s}{u_0}) \cdot \tilde{T})}{\partial \tilde{z}} = \frac{1}{\text{Re}} \cdot \left(\frac{1}{Pr_x} \cdot \left(\frac{\partial^2 \tilde{T}}{\partial \tilde{x}^2} \right) + \frac{1}{Pr_y} \cdot \left(\frac{\partial^2 \tilde{T}}{\partial \tilde{y}^2} \right) + \frac{1}{Pr_z} \cdot \left(\frac{\partial^2 \tilde{T}}{\partial \tilde{z}^2} \right) \right) + \\ & + \sum \left(\frac{\tilde{Q}_{vi}^j(r_j, \tilde{\tau})}{\rho \cdot C_p \cdot \frac{T_0 \cdot u_0}{l_0}} \right) \end{aligned} \right. \quad (3.41)$$

Данная система также решается в определенных начальных и граничных условиях:

Начальные и граничные условия для первого уравнения системы (3.41):

- в начальный момент времени $t=0$ и на входной границе имеем известное значение концентрации C_0 : $\tilde{C}(\tilde{x}, \tilde{y}, \tilde{z}, 0) = C_0(\tilde{x}, \tilde{y}, \tilde{z})$;

- на боковых стенках (непроницаемость стенок помещения, в котором проводятся исследования, для концентрации загрязняющего вещества):

$$\frac{\partial \tilde{C}}{\partial \tilde{x}} = 0;$$

- на входной и выходной границе (плотность потока загрязняющего вещества на границе расчетной области):

$$\frac{\partial \tilde{C}}{\partial \tilde{x}} = 0, \text{ при } u < 0,$$

$$\frac{\partial \tilde{C}}{\partial \tilde{x}} = -Sc_x \cdot \text{Re} \cdot (\tilde{u} \cdot \tilde{C}), \text{ при } u \geq 0$$

Начальные и граничные условия для третьего уравнения системы (3.41):

Начальные условия заключаются в задании распределения поля значений температуры в начальный момент времени ($\tilde{\tau} = \tau_0$), т.е. предшествующий расчетному. Они должны быть заданы в виде функции $T_{\tau_0} = f(\tilde{x}, \tilde{y}, \tilde{z})$ – для пространственной задачи.

- на боковых стенках (теплообмен со стенками помещения):

$$\frac{\partial \tilde{T}}{\partial \tilde{x}} = -Bi_x \cdot (\tilde{T} - \frac{T_c}{T_0});$$

- на входной границе (известное и постоянно значение температуры втекаемого в помещение потока воздуха):

$$\tilde{T} = const;$$

- на выходной границе (плотность теплового потока на границе расчетной области):

$$\frac{\partial \tilde{T}}{\partial \tilde{x}} = 0, \text{ при } u < 0;$$

$$\frac{\partial \tilde{T}}{\partial \tilde{x}} = -Pr_x \cdot Re \cdot (\tilde{u} \cdot \tilde{T}), \text{ при } u \geq 0$$

Граничные условия для второго уравнения (3.41):

- на твердых стенках (непроницаемость стенок помещения для воздушных потоков):

$$\frac{\partial \tilde{P}}{\partial \tilde{x}} = 0;$$

- на выходной границе (значение скорости воздушного потока):

$$\frac{\partial \tilde{P}}{\partial \tilde{x}} = \tilde{u};$$

- на входной границе (постоянное значение скорости воздуха):

$$\tilde{P} = const \text{ (условие Дирихле).}$$

Полученная система уравнений процесса тепломассопереноса в обезразмеренном виде позволяет применить математическую модель к исследованию гораздо большего числа различных объектов.

После проделанных вычислений можно переходить к решению системы уравнений.

В основе математического описания предложенной модели лежит система дифференциальных уравнений в частных производных, решение которой в аналитическом виде очень трудоемко. Поэтому при математическом моделировании указанных процессов прибегают к тем или иным численным методам, позволяющим найти приближенное решение дифференциальной задачи, на основе которой можно построить графическое отображение решения, получить те или иные количественные характеристики процесса, выбрать оптимальные параметры, т.е., в конечном счете, получить достаточно полное представление относительно изучаемой проблемы.

Численное решение систем уравнений математических моделей (3.37-3.41) осуществляется с помощью метода конечных элементов [82]. В этом методе исходная дифференциальная задача заменяется дискретной конечномерной моделью. По существу, метод конечных элементов сочетает разностный метод с кусочно-полиномиальным интерполированием сеточных функций. Приближенное решение в методе конечных элементов ищется в виде разложения по базису из кусочно-линейных (в более общем случае – кусочно-полиномиальных) функций, каждая из которых отлична от нуля лишь в некоторой достаточно малой области. Для определения коэффициентов разложения получаются системы линейных алгебраических уравнений с большими разреженными матрицами специального вида. Эти системы уравнений представляют собой разностные схемы, аппроксимирующие исходную задачу.

Обобщенная схема расчета по методу конечных элементов представлена на рис. 3.8.

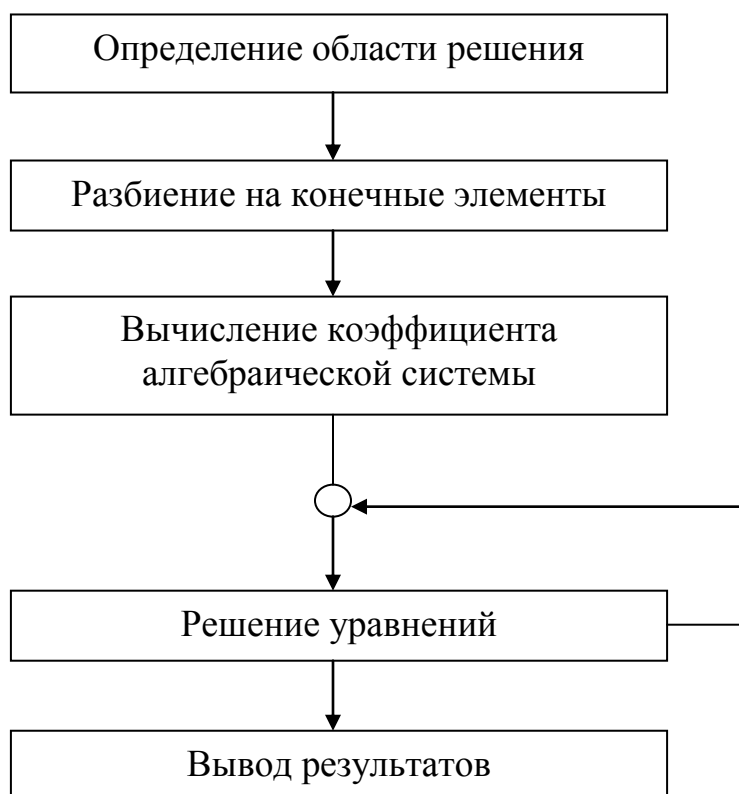


Рис. 3.8 Схема организации расчета по методу конечных элементов

Для решения полученных сеточных уравнений используются различные методы: Якоби, Зейделя, верхней релаксации, явный итерационный, попеременно-треугольный итерационный, итерационный переменных направлений, Ньютона-Рафсона, матричной прогонки и др.

Выводы:

1. Разработаны математические модели тепломассопереноса вредных веществ и избытков явной теплоты в производственных помещениях с активной вентиляцией от стационарных и передвижных источников загрязнения и теплоты.
2. Математическая модель тепломассопереноса вредных веществ и избытков явной теплоты в отличие от известных описана уравнениями в “обезразмеренном” виде и использует критерии подобия и связи между коэффициентами турбулентной диффузии и теплопроводности.
3. Модели позволяют рассчитывать поля концентраций, температур и скорости в помещениях различной конфигурации в широком диапазоне граничных условий по скорости, температуре и расходу вентиляционных потоков, количеству и мощности стационарных и передвижных источников загрязнения и теплоты.

Глава 4. Инструментальное и программное обеспечение. Идентификация математических моделей

4.1. Инструментальные средства диагностики источника загрязнения и качества воздуха в производственной среде

4.1.1 Проведение измерений в источнике загрязнения

Схема определения содержания вредных веществ в отработавших газах источника при стендовой обкатке комбайна приведена на рис. 4.1.

В измерительный комплекс согласно этой схемы входит мониторинговая многофункциональная система для проведения измерений в промышленности «Vario Plus» (фирма MRU GmBh, Германия) и определитель дымности - дымомер «Мета 01 МП» (фото на рис. 4.2).



а)

б)

Рис. 4.2 Измерительная аппаратура при проведении испытаний:
а) газоанализатор «Vario Plus»; б) дымомер «Мета 01 МП»

Для автоматизации процессов замеров, а также для учета нестационарных процессов, производился непрерывный контроль параметров с записью их на ПК.

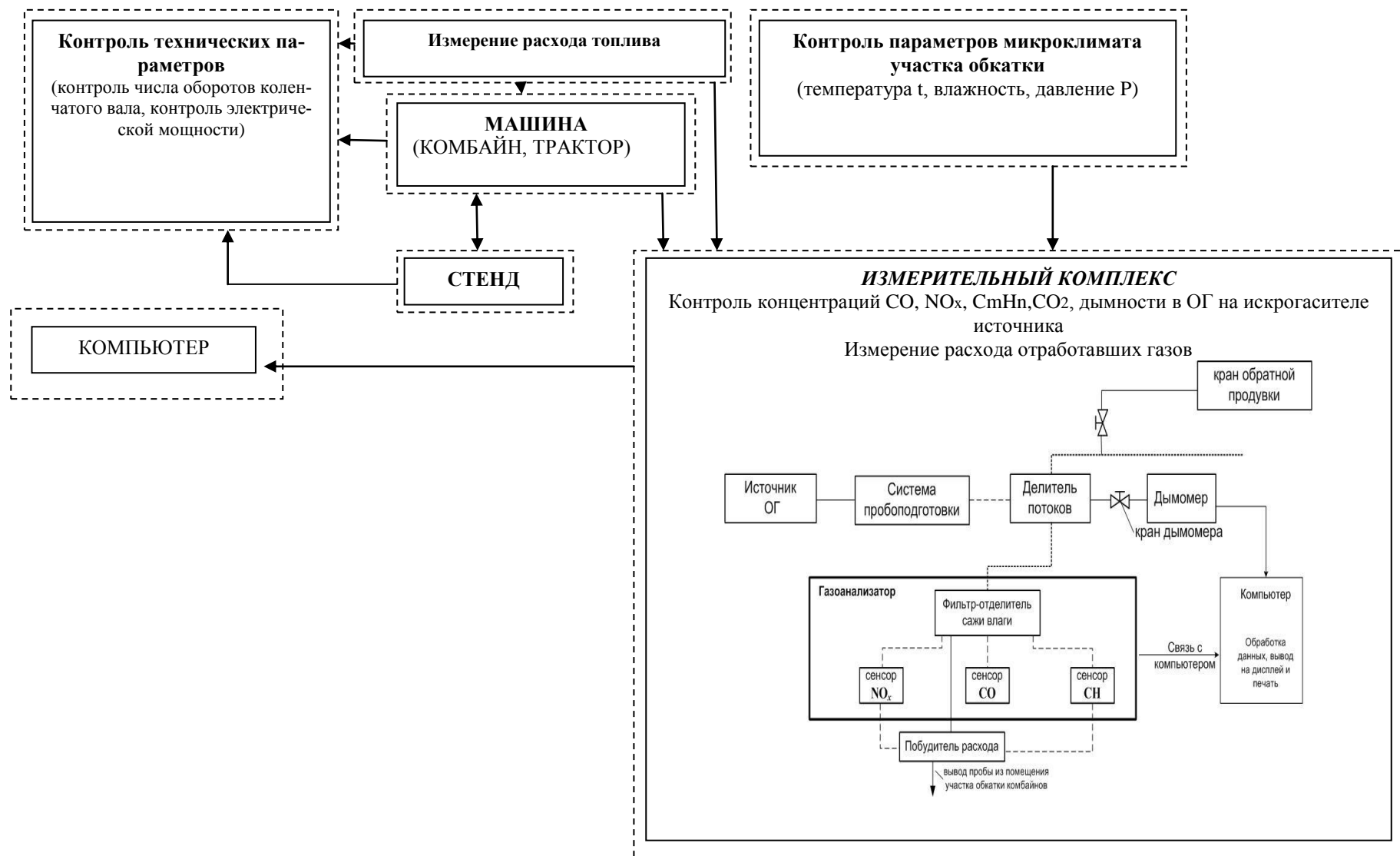


Рис. 4.1 Схема определения содержания вредных веществ в отработавших газах источника при стендовой обкатке комбайна.

Время устойчивой работы сенсора зависит от внешних условий и концентрации газа. Как правило, показания электрохимических сенсоров (O_2 , CO , NO , C_xH_y) не будут отклоняться до 6 часов, а датчик тяги до 1 – 2 часа.

Газоанализатор “Vario Plus” имеет сертификат Госстандарта России № 15876, допущен к применению в РФ.

В таблице 4.1 приведены перечень веществ, измеряемых прибором «Vario Plus», диапазоны и погрешности измерения этих веществ.

Таблица 4.1

Технические характеристики измерительного комплекса

Электрохим.	Диапазон	Погрешность	Разрешение
O_2	0 – 21 %	$\pm 0,2$ % от абс. значения.	0,1 %
CO (H_2 компенс.)	0 – 10.000 ppm	± 20 ppm или ± 5 % знач.	1 ppm
NO	0 – 5.000 ppm	± 20 ppm или ± 5 % знач.	1 ppm
H_2S	0 – 1.000 ppm	± 20 ppm или ± 5 % знач.	1 ppm
NO_2	0 – 1.000 ppm	± 20 ppm или ± 5 % знач.	1 ppm
SO_2	0 – 5.000 ppm	± 20 ppm или ± 5 % знач.	1 ppm
H_2	0 – 2.000 ppm	± 20 ppm или ± 5 % знач.	1 ppm
3-газ ИК ячейка			
CO	0 – 10 %	$\pm 0,03$ % или ± 5 % знач.	0,01 %
CO_2	0 – 20 %	$\pm 0,6$ % или ± 5 % знач.	0,1 %
HC как CH_4	0 – 2,5 %	$\pm 0,02$ % или ± 5 % знач.	0,01 %
HC как C_3H_8	0 – 5.000 ppm	± 15 ppm или ± 5 % знач.	1 ppm

1-газ ИК ячейка			
CO	0 – 10.000 ppm	± 20 ppm или ± 5 % знач.	1 ppm
SO_2	0 – 10.000 ppm	± 25 ppm или ± 5 % знач.	1 ppm
HC как CH_4	0 – 10.000 ppm	± 35 ppm или ± 5 % знач.	1 ppm

Температура	Диапазон	Погрешность	Разрешение
Combustion air	до 100°C опция: 300°C	$\pm 0,2^\circ C$ или ± 5 % знач.	0,1°C

Давление	Диапазон	Погрешность	Разрешение
Дифференциальное	± 100 гПа	$\pm 0,03$ hPa или $\pm 1\%$ от значения	0,5 гПа

Измерительная система позволяет определять концентрации токсичных и не токсичных веществ в отработавших газах источника, а также измерять содержание кислорода в источнике с целью последующего определения коэффициента избытка воздуха.

Перед началом измерений газоанализаторы прогревают и проверяют по образцовым газовым смесям в соответствии с инструкциями предприятий-изготовителей, дымомер прогревают и проводят тарировку в соответствии с инструкцией по эксплуатации предприятия-изготовителя.

Отсчет показаний газоанализаторов и дымомера следует проводить на каждом режиме не менее трех раз с интервалами в 1 мин, причем первый отсчет следует проводить не ранее чем через 2 мин после установления температурного состояния дизеля на режиме испытаний.

Результаты трех отсчетов не должны отличаться друг от друга более, чем на 10% и не должны образовывать монотонно убывающей или возрастающей последовательности. За результат измерений принимают среднеарифметическое значение трех отсчетов.

Измеритель дымности МЕТА-01МП предназначен для экспрессного измерения дымности ОГ источников, оснащенных дизельными установками (тракторов, комбайнов, а также других машин).

Так же для стендовых испытаний дизельных машин возможно использование измерителя дымности МЕТА-01МП.043, который оборудован перепускным клапаном, датчиком давления и температуры газа в рабочей камере. Пробозаборная система МЕТА-01МП.043 выполнена в виде гибкого термостатированного шланга с центрирующим замком. Такое конструктивное решение позволяет проводить тестирование любых труднодоступных выхлопных систем. Прибор подключается к выпускной системе машины.

Диапазон измерения дымности:

- в единицах коэффициента поглощения, м^{-1} 0,00 – бесконечность;
- в единицах коэффициента ослабления, % 0,0 - 100,0.

Время одного измерения не более 5 с.

За результат измерения дымности принимают среднее арифметическое значение по четырем циклам. Измерения считают точными, если разность в показаниях дымности последних четырех циклов не превышает 6 единиц измерения по шкале прибора.

Погрешность при измерении концентраций оксидов углерода, оксидов азота и углеводородов составляет - $\pm 5\%$; кислорода – $\pm 0,2\%$ и дымности ОГ двигателей $\pm 2\%$.

Расход отработавших газов в некоторых случаях может определяться прямыми измерениями с помощью функции газоанализатора “Vario Plus”.

Данная функция позволяет измерять скорость газового потока в выпускном коллекторе источника выделения ВВ. Для определения искомой величины объемного расхода газов необходимо измерить:

- динамическое давление - измеряется трубкой Пито;
- статическое давление - трубкой Пито;
- температуру ОГ - измеряется зондом;

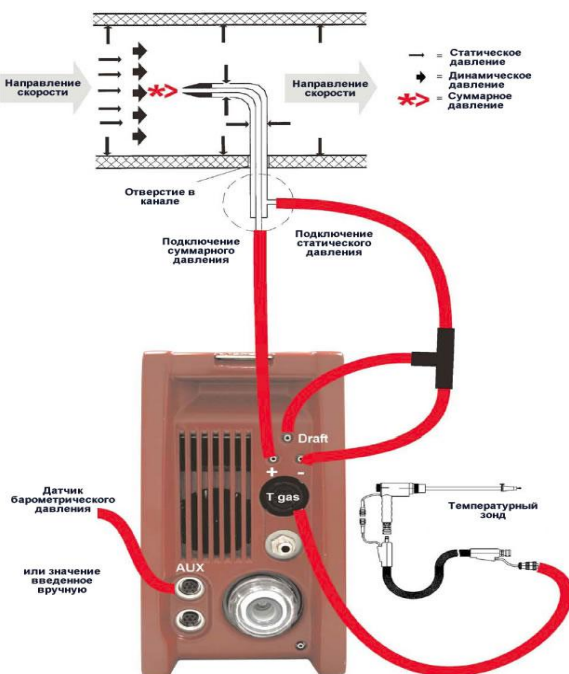


Рис. 4.3 Подключение трубки Пито для измерения скорости потока

4.1.2 Экспериментальные исследования качества воздуха рабочей зо-

ны

Общие методические подходы к осуществлению контроля содержания вредных веществ в воздухе рабочей зоны по максимальным и среднесменным концентрациям изложены в [31].

Контроль содержания ВВ в воздухе РЗ проводится при сравнении измеренных среднесменных и максимальных концентраций с их предельно допустимыми значениями - максимально разовыми (ПДК_{мр}) и среднесменными (ПДК_{с.с.}) нормативами.

Для оценки пространственного распространения вредных веществ по помещению с целью выделения наиболее опасных участков рабочей зоны и гигиенической оценки эффективности средств управления параметрами воздушной среды в помещениях (вентиляция, кондиционирование и т. д.) применяется стационарный метод отбора проб (устройства для отбора проб размещаются в фиксированных точках рабочей зоны).

Разрабатывается Программа испытаний и замеры концентраций ВВ в воздухе РЗ осуществляются в характерных точках. Пример схемы проведения измерений представлен на рис. 4.4.

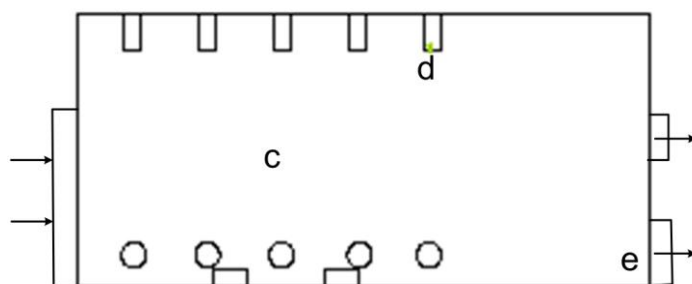


Рис. 4.4 Схема размещения измерительных точек

Количество отбора проб в одной точке зависит от степени постоянства воздушной среды, которая характеризуется значительной вариабельностью концентраций вредных веществ. Причинами этого являются как систематические, так и случайные факторы.

К числу систематических факторов (источники их известны, они повторяются и их можно учесть при планировании отбора проб) относятся:

- производственная нагрузка на оборудование (в рассматриваемом случае - на обкатываемую машину);

- вид выполняемых производственных операций (в нашем случае на стендовой обкатке машина работает под нагрузкой, близкой к максимальной; на испытании кондиционера – на холостом ходу);

- метеорологические условия, периоды года;

- численность работающих в смену (для рассматриваемого случая определяется загруженностью стендов).

К числу случайных факторов вариабельности относятся:

- индивидуальные ошибки при отборе и анализе проб («человеческий фактор»);

- недостатки в организации производственных процессов и контроле за их осуществлением.

Поэтому в каждой точке отбирается не менее трех проб.

Среднесменная концентрация определяется путем последовательного отбора проб в течение 75 % продолжительности рабочей смены, с охватом всех технологических операций, включая перерывы. При этом количество отобранных за смену проб зависит от концентрации вещества в воздухе, и определяется методом анализа и с помощью таблицы 4.2.

Таблица 4.2

Число проб в зависимости от длительности отбора

Длительность отбора одной пробы	Минимальное число проб
до 10 секунд	30
от 10 секунд до 1 минуты	20
от 1 до 5 минуты	12
от 5 до 15 минут	4
от 30 минут до 1 часа	3
от 1 до 2 часов	2
более 2 часов	1

Для измерения концентраций ВВ применяются два типа газоанализаторов Dräger X-am 7000 (Германия) и АНК-АТ-7664М-09 (Россия), представленные на рис. 4.5.



Рис. 4.5 Газоанализаторы: а) Dräger X-am 7000; б) АНКAT-7664М-09

Таблица 4.3

Краткая техническая характеристика используемых приборов

Техническая характеристика/прибор	Dräger X-am 5000	АНКАТ-7664М-09
Способ забора пробы	диффузионный или принудительный от встроенной микропомпы	диффузионный или принудительный от встроенной микропомпы
Метод измерения	электрохимический – O ₂ , CO, NO ₂ , SO ₂ ; оптико-абсорбционный – CO ₂ , CH ₄	электрохимический
Измерительный канал	O ₂ , CO, NO ₂ , SO ₂ , CO ₂ , CH ₄	CO, NO ₂ , SO ₂
Единица физической величины	мг/м ³	мг/м ³
Диапазон показаний	CO : 0-2000	CO : 0-50
	NO ₂ : 0-50	NO ₂ : 0-10
	SO ₂ : 0-50	SO ₂ : 0-20
Диапазон измерения	CO : 0-2000	CO : 0-200
	NO ₂ : 0-50	NO ₂ : 0-20
	SO ₂ : 0-50	SO ₂ : 0-40
Пределы допускаемой основной погрешности	5%	25%

Газоанализаторы обеспечивают одновременную цифровую индикацию концентраций всех измеряемых компонентов на встроенном ЖК дисплее с подсветкой, а также отдельную световую сигнализацию на каждый измеряемый компонент и единую звуковую сигнализацию при превышении порогов. Корректировка показаний и установка режимов газоанализаторов осуществляется с помощью меню, выводимого на буквенно-цифровой дисплей. В газоанализато-

рах предусмотрена функция расчета средневзвешенного значения концентрации за 8 часов работы.

Определение параметров микроклимата.

Для определения параметров среды, влияющих на формирование опасных зон загазованности, необходимо определить микроклиматические условия в помещении.

Для измерений скорости движения воздушных потоков и температуры воздушной среды использовался высокоточный дифференциальный манометр, testo 521. Он имеет внутренний сенсор с измерительным диапазоном от 0,1 до 100 гПа и является идеальным прибором для измерений скорости потока от 0,1 до 100 м/с совместно с трубкой Пито. testo 521 доступен в 2 классах погрешности. Модель testo 521-1, со встроенным сенсором давления, имеет погрешность 0.2% от полной шкалы, а модель testo 521-2, со встроенным сенсором давления, имеет погрешность 0.1% от полной шкалы. Для точного измерения скорости потока в диапазоне от 1 до 12 м/с можно также использовать внешний зонд давления 100 Па, подключив его к прибору. Данные измерений можно сохранить по месту замера или проанализировать на ПК.



а)



б)

Рис. 4.6 Высокоточный дифференциальный манометр - testo 521 (а) и измеритель относительной влажности testo 525 (б).

Краткая техническая характеристика testo 525

Диапазон измерения относительной влажности, %	0...100
Диапазон измерения температуры воздуха, °C	-60 ... +60
Основная погрешность измерения относительной влажности, %	±2,5
Основная погрешность измерения температуры, °C	±0,5

testo 525 - компактный прибор с наконечником зонда влажности и температуры в комплекте. Большой двухстрочный дисплей отображает значения влажности, температуру шарика смоченного термометра или точку росы, также как и температуру. При измерении в труднодоступных местах, наконечник зонда влажности легко отсоединить и прикрепить к рукоятке через кабель зонда (принадлежность). Прибор внесен в Государственный Реестр Средств измерений РФ.

4.1.3. Особенности получения экспериментальных данных по Б(а)П аппаратными средствами

Выброс Б(а)П с выхлопными газами составляет микродозы – 1-350 мкг/кг сгоревшего топлива, что на 5-6 порядков меньше выброса обычно нормируемых токсичных веществ: углеводородов (C_xH_y), оксида углерода (CO), оксидов азота (NO_x). Поэтому для определения концентрации Б(а)П и других полиароматических углеводородов (ПАУ) необходимы специальные методы измерения, которые по способу воздействия на объект исследования можно разделить на бесконтактные и контактные. Бесконтактные методы базируются на использовании лазерного облучения факела пламени с последующим измерением интенсивности флуоресценции продуктов сгорания. Наиболее распространенными являются контактные методики, основанные на зондовом способе отбора проб продуктов сгорания. Их можно разбить на следующие этапы:

- собственно отбор пробы;
- подготовка ее к анализу;

- количественное определение содержания ПАУ в пробе.

Рассмотрим эти этапы подробнее.

1) В высокотемпературных продуктах сгорания ПАУ (в том числе и Б(а)П) могут находиться в парообразном состоянии, в виде мельчайшей смолистой аэрозоли и адсорбированными на частицах сажи [61]. Отбор пробы заключается в прокачке продуктов сгорания через фильтрующие элементы. При этом предполагается, что ПАУ фильтрами улавливаются полностью. Чаще всего используют фильтры из ткани Петрянова, стекловолокна, пенополиуретанов, адсорбентов ХАД-2. Для предотвращения конденсации ПАУ на элементах линии отбора пробы рекомендуется поддерживать температуру ее стенок около 150-200°C (423-473 К) [53, 54, 97]. В то же время для эффективного их улавливания фильтрами температура последних должна быть по оценкам разных авторов 313-333К [52, 97]. В этом диапазоне большая часть Б(а)П находится в виде аэрозоли, которая может быть задержана фильтром.

При глубоком охлаждении (до 77К) иногда наблюдается «проскок» Б(а)П через фильтры. Кроме того, существует возможность разложения ПАУ в результате реакций на горячих поверхностях пробоотборника или отводящей трубы, а также взаимодействие с окислами азота и серы, имеющимися в продуктах сгорания. Таким образом, отбор пробы является наиболее ответственным этапом методики определения ПАУ в продуктах сгорания, определяющим достоверность получаемых результатов [41, 96].

2) На этапе подготовки пробы производится извлечение ПАУ из фильтров и перевод их в раствор, который в дальнейшем подвергается анализу. Извлечение ПАУ из фильтров можно осуществлять путем горячей экстракции в аппарате Сокслета в течение 8-24 часов или в результате облучения их ультразвуком в специальных установках. Облучение позволяет сократить время экстракции до 30-60 мин. В качестве растворителей ПАУ наиболее часто применяют бензол, толуол и метил хлорид [96, 97].

3) На последнем этапе проводится количественное определение содержания ПАУ в растворе. Для этой цели разработаны и применяются различные методы,

которые условно можно разбить на две категории: хроматографические и спектральные [8, 91]. Суть хроматографических методов анализа ПАУ состоит в использовании различия веществ по химической структуре и молекулярным массам. Преимуществом этих методов является их способность определять по результатам одного анализа 10 и более ПАУ. Развитие хроматографических методов анализа ПАУ идет по пути перехода от колоночной адсорбционной, тонкослойной и бумажной хроматографии, которые чаще всего используются как средство предварительного выделения фракции ПАУ из многокомпонентной смеси, к инструментальным методам. Наиболее важные из инструментальных методов – это газожидкостная хроматография и высокоэффективная жидкостная хроматография.

Совершенствование инструментальных методов хроматографии идет по следующим направлениям: а) перевод от высоких температур в аналитической части приборов к почти комнатным, б) переход от жестких методов воздействия во время анализа к более мягким, в) улучшение селективности разделения компонентов сложной смеси и повышением чувствительности. На современном уровне методы газо-жидкостной хроматографии и газовой хромато-масс-спектрометрии не удовлетворяют требованиям мягкости воздействия на анализируемое вещество [62]. Температура в аналитической части приборов может достигать 533-633К для газо-жидкостной хроматографии и 723К для газовой хромато-масс-спектрометрии, при этом возможны термическое разложение, катализ и другие превращения компонентов смеси. К недостаткам этих методов можно отнести и ряд технических и методических сложностей, снижающих достоверность анализа. Метод высокоэффективной жидкостной хроматографии является наиболее мягким по воздействию на вещество. В этом методе разделение происходит при комнатной температуре, а чувствительность зависит от применяемой системы детектирования. Совершенствование систем детектирования и другого инструментального обеспечения в будущем позволит проводить высокоэффективный анализ ПАУ в многокомпонентных смесях.

Спектральные методы основаны на флуоресценции молекул ПАУ, причем у разных по структуре молекул проявляется различный характер спектров. Наиболее эффективны в этом случае методы, основанные на замораживании пробы до температуры жидкого азота (77К) и даже гелия (4К). При этом относительно широкие полосы спектра, наблюдаемые при комнатной температуре, распадаются на группы очень узких полос. Это явление было открыто Э.В. Шпольским и названо квазилинейчатыми спектрами флуоресценции [93]. Надежную идентификацию ПАУ обеспечивают структурный характер таких спектров и их абсолютная индивидуальность. Поскольку молекулы Б(а)П имеют ярко выраженный и интенсивный спектр флуоресценции, этот метод определения содержания Б(а)П обладает двумя преимуществами. Первое – часто не требуется предварительной подготовки экстракта пробы, которое заключается во фракционировании по группам ПАУ. Второе – реализация этого способа возможна с помощью отечественных спектрометров типа ДФС-24, обеспечивающих чувствительность анализа до 10^{-10} г/мл [52].

Итак, существующие методы количественного анализа позволяют с достаточной высокой точностью $\pm(12-16\%)$ при доверительной вероятности 0,95 ([8, 91]) определять содержание микродоз Б(а)П в экстракте проб. Однако, несовершенство методов отбора проб значительно снижает достоверность определения содержания Б(а)П в продуктах сгорания.

Предлагаемая математическая модель образования и выгорания бенз(а)пирена рассчитывалась для дизелей ЯМЗ-236, ЯМЗ-238 комбайнов Ascros 530 и Дон-680М, Д-120, Д-240 тракторов, автомобиля К-741 КАМАЗ и некоторых других [37]. Температура на номинальном режиме работы таких двигателей около 400°C, что, естественно, приводит к мгновенному сгоранию любых фильтров (из ткани Петрянова, из пенополиуретанов, адсорбентов ХАД-2, и т. п.). Для глубокого охлаждения и последующих двух этапов обработки результатов эксперимента необходимо использовать дорогостоящие приборы и оборудование, которое имеется только в крупных исследовательских центрах. По

этой причине мы использовали уже известные надежные экспериментальные данные, в частности, данные работы [30, 56].

4.2. Результаты идентификации моделей токсичности от источников

4.2.1. Программная реализация ИММ выделения $C_{20}H_{12}$ в дизелях тепловозов

Для различных видов машин алгоритм реализован с помощью математического пакета MathCAD13. Далее приведем расчеты, выполненные для разных режимов работы машин [12, 37].

Расчет математической модели для дизеля тепловоза ЧМЭ. Приведем расчеты, выполненные для следующих режимов работы двигателя: 1) холостой ход; 2) 25% мощности; 3) 50% мощности; 4) 75% мощности; 5) номинальный режим (100% мощности).

1) *Холостой ход.* Введены значения: $\omega=350$ (об/мин); $M=1.1607 \cdot 10^7$.

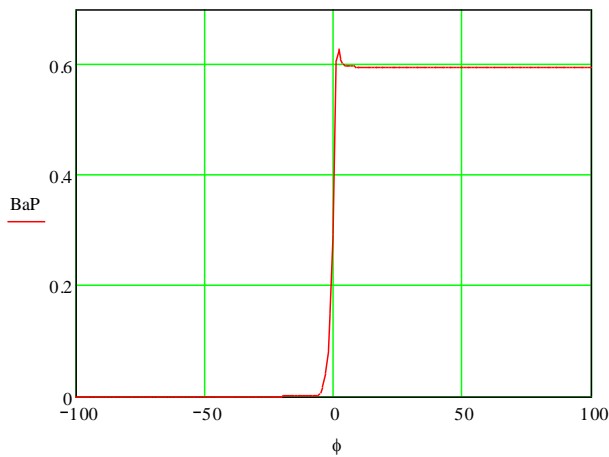
Получен полигон параметров с начальными значениями: $A_0=8$, $B_0=25$, $\kappa_1=30$, $\kappa_2=20$. Матрицу значений функции $[C_{20}H_{12}]$ на выхлопе (при $i=359$) из (2.21) дальше для большей компактности будем обозначать: $\Phi_{359,j+9k} = \Phi_{-a}$.

Матрица вычисленных значений бенз(а)пирена на расчетном полигоне параметров имеет вид:

$$\Phi_{-a} = \begin{pmatrix} 0.479 & 0.468 & 0.456 & 0.443 & 0.428 & 0.412 & 0.395 & 0.377 & 0.358 \\ 0.518 & 0.506 & 0.492 & 0.478 & 0.462 & 0.445 & 0.427 & 0.407 & 0.386 \\ 0.559 & 0.546 & 0.532 & 0.516 & 0.499 & 0.481 & 0.461 & 0.44 & 0.417 \\ 0.604 & 0.589 & 0.574 & 0.557 & 0.539 & 0.519 & 0.498 & 0.475 & 0.45 \\ 0.652 & 0.636 & 0.62 & 0.602 & 0.582 & 0.56 & 0.537 & 0.513 & 0.486 \\ 0.704 & 0.687 & 0.669 & 0.65 & 0.628 & 0.605 & 0.58 & 0.554 & 0.525 \\ 0.76 & 0.742 & 0.723 & 0.701 & 0.678 & 0.653 & 0.627 & 0.598 & 0.567 \\ 0.82 & 0.801 & 0.78 & 0.757 & 0.732 & 0.706 & 0.677 & 0.645 & 0.612 \\ 0.886 & 0.865 & 0.843 & 0.818 & 0.791 & 0.762 & 0.73 & 0.697 & 0.661 \end{pmatrix}$$

Это распределение хорошо согласуется с экспериментальными данными (см. рис.2.5). Для неизвестных параметров A и B получены следующие значения: $A=8.183$; $B=24.883$.

Рассчитанная функция бенз(а)пирена $[C_{20}H_{12}](\varphi)$ представлена графиком:



Наибольшее значение $[C_{20}H_{12}]_{\max} = 0.627 \text{ мкг/м}^3$ при $\varphi = 2^0$.

Расчетная точка закаливания: $[C_{20}H_{12}]_{\text{зак}} = 0.596$ при $\varphi = 10^0$.

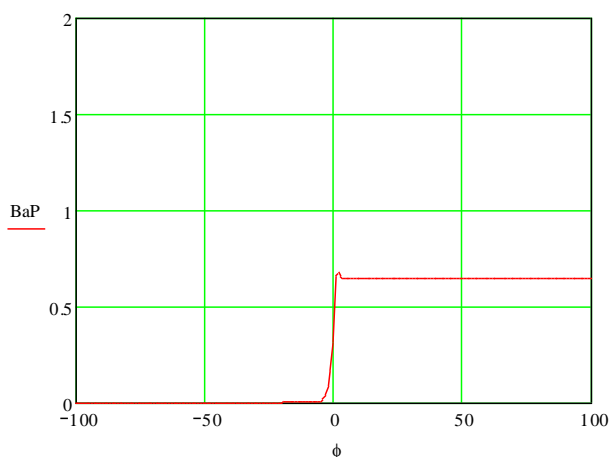
2) 2-я позиция (25% мощности). Введены значения: $\omega=400$ (об/мин); $M=1.1607 \cdot 10^7$. Получен полигон параметров с начальными значениями: $A_0=10$, $B_0=30$, $\kappa_1=30$, $\kappa_2=20$.

Матрица на расчетном полигоне параметров имеет вид:

$$\Phi_a = \begin{pmatrix} 0.519 & 0.507 & 0.493 & 0.477 & 0.461 & 0.443 & 0.424 & 0.404 & 0.382 \\ 0.561 & 0.547 & 0.532 & 0.516 & 0.498 & 0.479 & 0.458 & 0.436 & 0.412 \\ 0.605 & 0.591 & 0.574 & 0.557 & 0.537 & 0.517 & 0.494 & 0.471 & 0.445 \\ 0.654 & 0.638 & 0.62 & 0.601 & 0.58 & 0.558 & 0.534 & 0.508 & 0.481 \\ 0.706 & 0.689 & 0.67 & 0.649 & 0.627 & 0.603 & 0.577 & 0.549 & 0.519 \\ 0.762 & 0.744 & 0.723 & 0.701 & 0.677 & 0.651 & 0.623 & 0.592 & 0.561 \\ 0.823 & 0.803 & 0.781 & 0.757 & 0.731 & 0.702 & 0.672 & 0.64 & 0.605 \\ 0.889 & 0.867 & 0.843 & 0.817 & 0.789 & 0.759 & 0.726 & 0.691 & 0.654 \\ 0.96 & 0.936 & 0.91 & 0.882 & 0.852 & 0.819 & 0.784 & 0.746 & 0.706 \end{pmatrix}$$

Это распределение хорошо согласуется с экспериментальными данными. Для неизвестных параметров A и B получены следующие значения: $A = 10.224$; $B = 29.788$.

Рассчитанная функция $[C_{20}H_{12}](\varphi)$ представлена графиком:



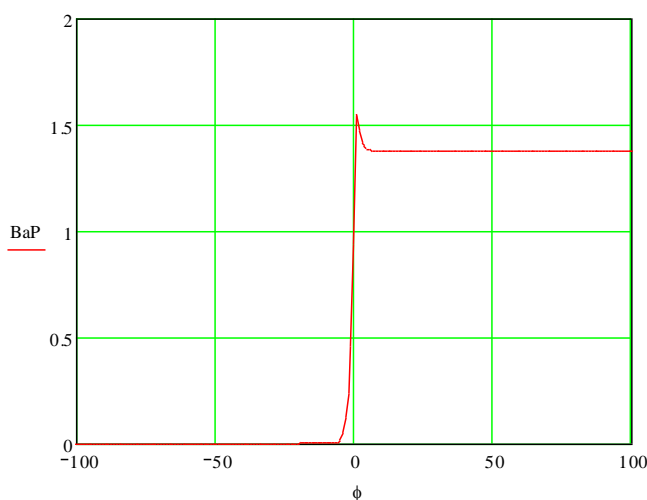
Наибольшее значение $[C_{20}H_{12}]_{\max} = 0.677$ при $\varphi = 2^0$. Расчетная точка закаливания: $[C_{20}H_{12}]_{\text{зак}} = 0.642$ при $\varphi = 9^0$.

3) 4-я позиция (50% мощности). Введены значения: $\omega=450$ (об/мин); $M=1.1607 \cdot 10^7$. Получен полигон параметров с начальными значениями: $A_0=20$, $B_0=40$, $\kappa_1=30$, $\kappa_2=20$. Матрица вычисленных значений бенз(а)пирена на расчетном полигоне параметров имеет вид:

$$\Phi_a = \begin{pmatrix} 1.157 & 1.118 & 1.077 & 1.032 & 0.984 & 0.932 & 0.878 & 0.821 & 0.762 \\ 1.249 & 1.208 & 1.163 & 1.114 & 1.062 & 1.007 & 0.948 & 0.887 & 0.822 \\ 1.349 & 1.304 & 1.255 & 1.203 & 1.147 & 1.087 & 1.024 & 0.957 & 0.888 \\ 1.457 & 1.408 & 1.355 & 1.299 & 1.238 & 1.174 & 1.106 & 1.034 & 0.959 \\ 1.573 & 1.52 & 1.464 & 1.403 & 1.337 & 1.267 & 1.194 & 1.116 & 1.035 \\ 1.698 & 1.642 & 1.58 & 1.514 & 1.444 & 1.369 & 1.289 & 1.205 & 1.118 \\ 1.834 & 1.773 & 1.706 & 1.635 & 1.559 & 1.478 & 1.392 & 1.301 & 1.207 \\ 1.98 & 1.914 & 1.843 & 1.766 & 1.683 & 1.596 & 1.503 & 1.405 & 1.303 \\ 2.138 & 2.067 & 1.99 & 1.907 & 1.818 & 1.723 & 1.623 & 1.517 & 1.407 \end{pmatrix}$$

Это распределение хорошо согласуется с экспериментальными данными. Для неизвестных параметров A и B получены следующие значения: $A = 20.439$; $B = 39.403$.

Рассчитанная функция бенз(а)пирена $[C_{20}H_{12}](\varphi)$ представлена графиком:



Наибольшее значение $[C_{20}H_{12}]_{\max} = 1.548$ при $\varphi = 1^0$.

Расчетная точка закаливания: $[C_{20}H_{12}]_{\text{зак}} = 1.378$ при $\varphi = 7^0$.

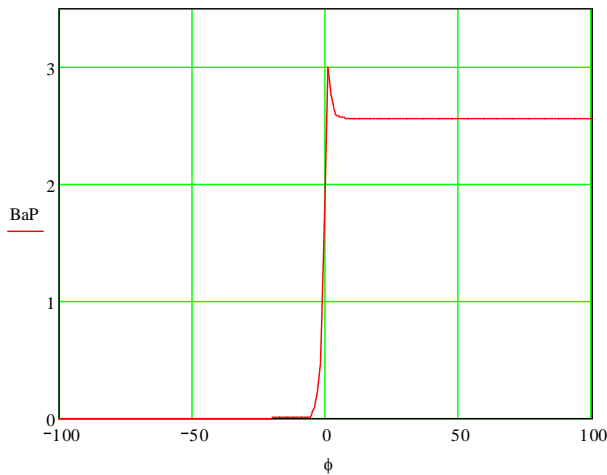
4) 6-я позиция (75% мощности). Введены значения: $\omega=550$ (об/мин); $M=1.1607 \cdot 10^7$. Получен полигон параметров с начальными значениями: $A_0 = 50$, $B_0 = 60$, $\kappa_1 = 30$, $\kappa_2 = 20$. Матрица вычисленных значений бенз(а)пирена на расчетном полигоне параметров имеет вид:

$$\Phi_a = \begin{pmatrix} 2.222 & 2.131 & 2.034 & 1.931 & 1.821 & 1.706 & 1.585 & 1.46 & 1.332 \\ 2.399 & 2.301 & 2.197 & 2.085 & 1.967 & 1.842 & 1.711 & 1.576 & 1.438 \\ 2.59 & 2.485 & 2.372 & 2.251 & 2.123 & 1.989 & 1.848 & 1.702 & 1.552 \\ 2.797 & 2.683 & 2.561 & 2.431 & 2.293 & 2.147 & 1.995 & 1.838 & 1.676 \\ 3.02 & 2.897 & 2.765 & 2.625 & 2.476 & 2.319 & 2.155 & 1.985 & 1.81 \\ 3.261 & 3.128 & 2.986 & 2.834 & 2.673 & 2.504 & 2.327 & 2.143 & 1.954 \\ 3.521 & 3.378 & 3.224 & 3.06 & 2.887 & 2.703 & 2.512 & 2.314 & 2.11 \\ 3.802 & 3.647 & 3.481 & 3.304 & 3.117 & 2.919 & 2.713 & 2.498 & 2.279 \\ 4.105 & 3.938 & 3.759 & 3.568 & 3.365 & 3.152 & 2.929 & 2.698 & 2.46 \end{pmatrix}$$

Это распределение хорошо согласуется с экспериментальными данными.

Для неизвестных параметров A и B получены следующие значения: $A = 51.041$; $B = 58.681$

Рассчитанная функция $[C_{20}H_{12}](\varphi)$ представлена графиком:



Наибольшее значение $[C_{20}H_{12}]_{\max} =$

$= 2.998$ при $\varphi = 1^0$. Расчетная точка закаливания: $[C_{20}H_{12}]_{\text{зак}} = 2.569$ при $\varphi = 6^0$.

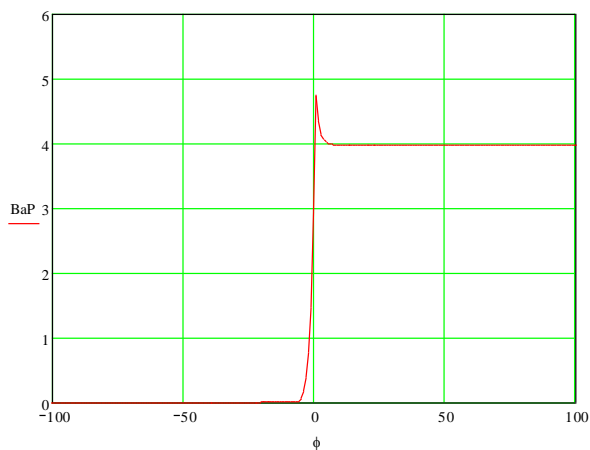
5) *Номинальная мощность.* Введены значения: $\omega=750$ (об/мин); $M=1.1607 \cdot 10^7$. Получен полигон параметров с начальными значениями: $A_0=110$, $B_0=90$, $k_1=27$, $\kappa_2=16$. Матрица вычисленных значений бенз(а)пирена на расчетном полигоне параметров имеет вид:

$$\Phi_a = \begin{pmatrix} 3.487 & 3.312 & 3.12 & 2.913 & 2.691 & 2.456 & 2.211 & 1.959 & 1.704 \\ 3.798 & 3.607 & 3.398 & 3.172 & 2.931 & 2.675 & 2.408 & 2.133 & 1.855 \\ 4.136 & 3.928 & 3.701 & 3.455 & 3.192 & 2.913 & 2.622 & 2.323 & 2.02 \\ 4.504 & 4.277 & 4.03 & 3.762 & 3.476 & 3.173 & 2.856 & 2.53 & 2.2 \\ 4.905 & 4.658 & 4.389 & 4.097 & 3.785 & 3.455 & 3.11 & 2.755 & 2.396 \\ 5.342 & 5.073 & 4.779 & 4.462 & 4.122 & 3.763 & 3.387 & 3 & 2.609 \\ 5.817 & 5.524 & 5.205 & 4.859 & 4.489 & 4.098 & 3.689 & 3.268 & 2.842 \\ 6.335 & 6.016 & 5.668 & 5.292 & 4.889 & 4.462 & 4.017 & 3.558 & 3.095 \\ 6.899 & 6.552 & 6.173 & 5.763 & 5.324 & 4.86 & 4.374 & 3.875 & 3.37 \end{pmatrix}$$

Это распределение хорошо согласуется с экспериментальными данными.

Для неизвестных параметров A и B получены следующие значения: $A = 112.704$; $B = 86.348$

Рассчитанная функция бенз(а)пирена $[C_{20}H_{12}](\varphi)$ представлена графиком:



Наибольшее значение $[C_{20}H_{12}]_{\max} = 4.742$ при $\varphi = 1^0$. Расчетная точка закаливания: $[C_{20}H_{12}]_{\text{зак}} = 3.977$ при $\varphi = 8^0$.

График зависимости параметров A и B от режимов дизеля ниже представлен на рис.4.7.

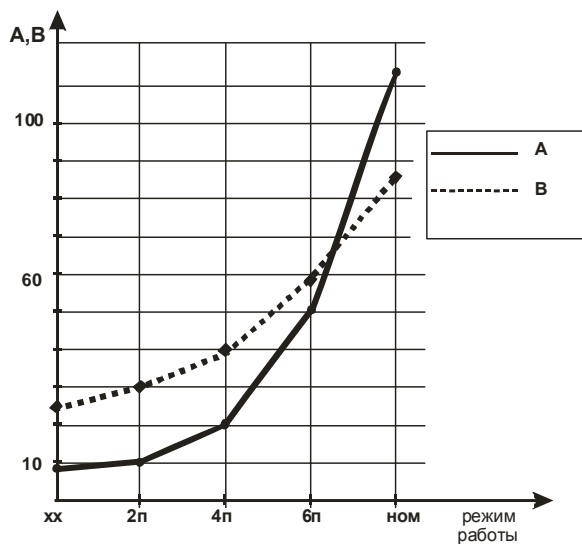


Рис.4.7. График зависимости A , B для ЧМЭ-3

4.2.2. Программная реализация ИММ выделения $C_{20}H_{12}$ в дизелях автомобилей КамАЗ (5320)

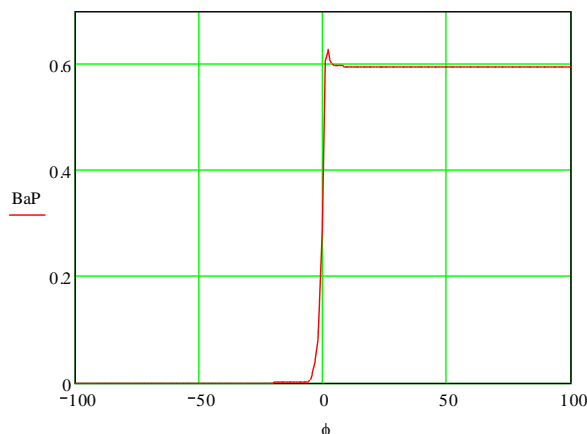
Расчет производился для тех же пяти режимов работы двигателя.

1) *Холостой ход*. Введены значения: $\omega=2000$ (об/мин); $M=1.1607 \cdot 10^7$.

Полигон параметров с начальными значениями: $A_0=20$, $B_0=40$, $\kappa_1=30$, $\kappa_2=20$.

$$\Phi_a = \begin{pmatrix} 0.479 & 0.468 & 0.456 & 0.443 & 0.428 & 0.412 & 0.395 & 0.377 & 0.358 \\ 0.518 & 0.506 & 0.492 & 0.478 & 0.462 & 0.445 & 0.427 & 0.407 & 0.386 \\ 0.559 & 0.546 & 0.532 & 0.516 & 0.499 & 0.481 & 0.461 & 0.44 & 0.417 \\ 0.604 & 0.589 & 0.574 & 0.557 & 0.539 & 0.519 & 0.498 & 0.475 & 0.45 \\ 0.652 & 0.636 & 0.62 & 0.602 & 0.582 & 0.56 & 0.537 & 0.513 & 0.486 \\ 0.704 & 0.687 & 0.669 & 0.65 & 0.628 & 0.605 & 0.58 & 0.554 & 0.525 \\ 0.76 & 0.742 & 0.723 & 0.701 & 0.678 & 0.653 & 0.627 & 0.598 & 0.567 \\ 0.82 & 0.801 & 0.78 & 0.757 & 0.732 & 0.706 & 0.677 & 0.645 & 0.612 \\ 0.886 & 0.865 & 0.843 & 0.818 & 0.791 & 0.762 & 0.73 & 0.697 & 0.661 \end{pmatrix}$$

Матрица концентраций на расчетном полигоне параметров имеет вид:



Это распределение хорошо согласуется с экспериментальными данными (см. рис.1). Для неизвестных параметров A и B получены следующие значения: $A = 20.381$; $B = 39.573$.

Рассчитанная функция бенз(а)пирена $[C_{20}H_{12}](\varphi)$ представлена графиком:

Наибольшее значение $[C_{20}H_{12}]_{\max} = 0.563 \text{ мкг/м}^3$ при $\varphi = 3^\circ$.

Расчетная точка закаливания: $[C_{20}H_{12}]_{\text{зак}} = 0.555$ при $\varphi = 6^\circ$.

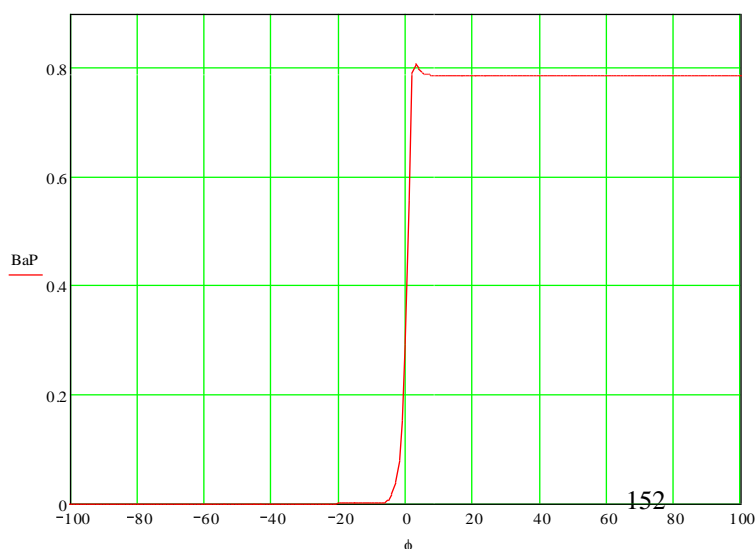
2) 2-я позиция (25% мощности). Введены значения: $\omega=2050$ (об/мин); $M=1.1607 \cdot 10^7$. Получен полигон параметров с начальными значениями: $A_0=30$, $B_0=60$, $\kappa_1=20$, $\kappa_2=10$. Матрица вычисленных значений бенз(а)пирена на расчетном полигоне параметров имеет вид:

$$\Phi_a = \begin{pmatrix} 0.529 & 0.519 & 0.506 & 0.49 & 0.471 & 0.448 & 0.421 & 0.389 & 0.352 \\ 0.594 & 0.582 & 0.567 & 0.55 & 0.528 & 0.503 & 0.472 & 0.436 & 0.395 \\ 0.666 & 0.653 & 0.637 & 0.617 & 0.593 & 0.564 & 0.53 & 0.49 & 0.444 \\ 0.747 & 0.733 & 0.714 & 0.692 & 0.665 & 0.633 & 0.594 & 0.549 & 0.498 \\ 0.838 & 0.822 & 0.802 & 0.777 & 0.746 & 0.71 & 0.667 & 0.616 & 0.558 \\ 0.941 & 0.922 & 0.899 & 0.871 & 0.838 & 0.797 & 0.748 & 0.692 & 0.626 \\ 1.056 & 1.035 & 1.009 & 0.978 & 0.94 & 0.894 & 0.84 & 0.776 & 0.703 \\ 1.184 & 1.161 & 1.132 & 1.097 & 1.054 & 1.003 & 0.942 & 0.871 & 0.789 \\ 1.329 & 1.303 & 1.27 & 1.231 & 1.183 & 1.125 & 1.057 & 0.977 & 0.885 \end{pmatrix}$$

Это распределение хорошо согласуется с экспериментальными данными.

Для неизвестных параметров A и B получены следующие значения: $A = 31.253$; $B = 57.007$.

Рассчитанная функция $[C_{20}H_{12}](\varphi)$ представлена графиком:



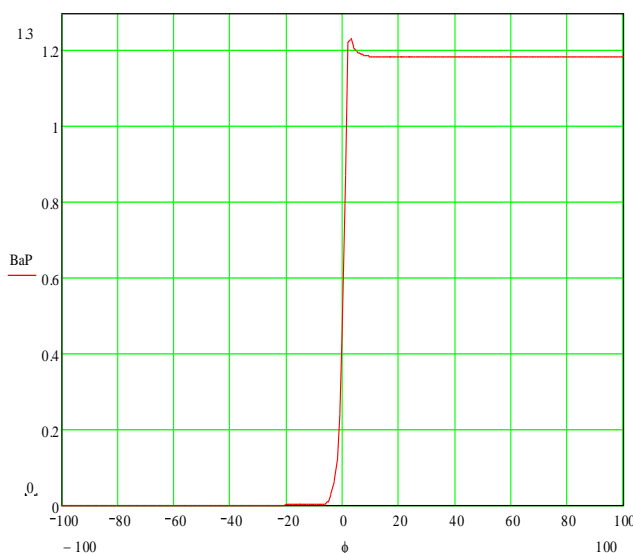
Наибольшее значение $[C_{20}H_{12}]_{\max} = 0.807$ при $\varphi = 3^\circ$. Расчетная точка закаливания: $[C_{20}H_{12}]_{\text{зак}} = 0.787$ при $\varphi = 8^\circ$.

3) 4-я позиция (50% мощности). Введены значения: $\omega=2100$ (об/мин); Получен полигон параметров с начальными значениями: $A_0=50$, $B_0=80$, $\kappa_1=25$, $\kappa_2=15$. Матрица концентраций $C_{20}H_{12}$ имеет вид:

$$\Phi_a = \begin{pmatrix} 0.889 & 0.87 & 0.847 & 0.822 & 0.793 & 0.76 & 0.725 & 0.685 & 0.641 \\ 0.975 & 0.954 & 0.929 & 0.901 & 0.869 & 0.834 & 0.794 & 0.751 & 0.703 \\ 1.069 & 1.046 & 1.018 & 0.988 & 0.953 & 0.914 & 0.871 & 0.823 & 0.771 \\ 1.173 & 1.146 & 1.117 & 1.083 & 1.045 & 1.003 & 0.955 & 0.903 & 0.846 \\ 1.286 & 1.257 & 1.224 & 1.187 & 1.146 & 1.099 & 1.047 & 0.99 & 0.927 \\ 1.41 & 1.378 & 1.343 & 1.302 & 1.256 & 1.205 & 1.148 & 1.085 & 1.017 \\ 1.546 & 1.511 & 1.472 & 1.428 & 1.378 & 1.322 & 1.259 & 1.19 & 1.115 \\ 1.695 & 1.657 & 1.614 & 1.565 & 1.511 & 1.449 & 1.381 & 1.305 & 1.222 \\ 1.858 & 1.817 & 1.77 & 1.716 & 1.656 & 1.589 & 1.514 & 1.431 & 1.34 \end{pmatrix}$$

Это распределение хорошо согласуется с экспериментальными данными. Для неизвестных параметров A и B получены следующие значения: $A = 51.304$; $B = 77.702$.

Рассчитанная функция бенз(а)пирена представлена графиком:



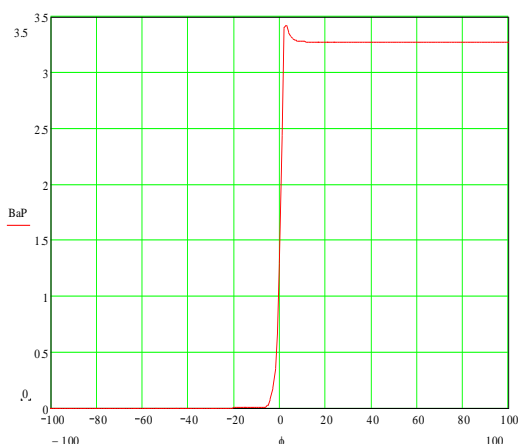
Наибольшее значение $[C_{20}H_{12}]_{\max} = 1.231$ при $\varphi = 3^\circ$. Расчетная точка закаливания: $[C_{20}H_{12}]_{\text{зак}} = 1.187$ при $\varphi = 10^\circ$.

4) 6-я позиция (75% мощности). Введены значения: $\omega=2150$ (об/мин). Получен полигон параметров с начальными значениями: $A_0=145$, $B_0=90$, $\kappa_1=25$, $\kappa_2=15$. Матрица вычисленных значений $C_{20}H_{12}$ имеет вид:

$$\Phi_a = \begin{pmatrix} 2.486 & 2.425 & 2.356 & 2.278 & 2.191 & 2.093 & 1.985 & 1.866 & 1.736 \\ 2.726 & 2.659 & 2.583 & 2.498 & 2.402 & 2.295 & 2.176 & 2.046 & 1.904 \\ 2.989 & 2.916 & 2.833 & 2.739 & 2.634 & 2.516 & 2.386 & 2.243 & 2.087 \\ 3.277 & 3.197 & 3.106 & 3.003 & 2.888 & 2.759 & 2.616 & 2.459 & 2.289 \\ 3.593 & 3.505 & 3.406 & 3.293 & 3.166 & 3.025 & 2.869 & 2.697 & 2.51 \\ 3.94 & 3.843 & 3.734 & 3.611 & 3.472 & 3.317 & 3.145 & 2.957 & 2.752 \\ 4.32 & 4.214 & 4.094 & 3.959 & 3.807 & 3.637 & 3.449 & 3.242 & 3.017 \\ 4.737 & 4.621 & 4.489 & 4.341 & 4.174 & 3.988 & 3.782 & 3.555 & 3.308 \\ 5.194 & 5.067 & 4.922 & 4.76 & 4.577 & 4.373 & 4.146 & 3.898 & 3.627 \end{pmatrix}$$

Это распределение хорошо согласуется с экспериментальными данными. Для неизвестных параметров A и B получены следующие значения: $A = 148.377$; $B = 86.534$

Рассчитанная функция бенз(а)пирена $[C_{20}H_{12}](\varphi)$ представлена графиком:



Наибольшее значение $[C_{20}H_{12}]_{\max} = 3.419$ при $\varphi = 3^0$. Расчетная точка закаливания: $[C_{20}H_{12}]_{\text{зак}} = 3.276$ при $\varphi = 12^0$.

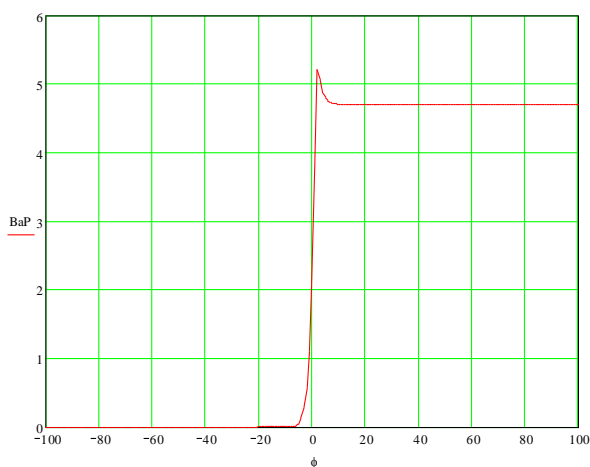
5) *Номинальная мощность.* Введены значения: $\omega=2200$ (об/мин); $M=1.1607 \cdot 10^7$. Получен полигон параметров с начальными значениями: $A_0=250$, $B_0=145$, $k_1=25$, $\kappa_2=55$. Матрица вычисленных значений бенз(а)пирена на расчетном полигоне параметров имеет вид:

$$\Phi_a = \begin{pmatrix} 3.369 & 3.317 & 3.264 & 3.209 & 3.152 & 3.095 & 3.036 & 2.976 & 2.914 \\ 3.695 & 3.637 & 3.579 & 3.518 & 3.457 & 3.394 & 3.329 & 3.263 & 3.196 \\ 4.051 & 3.988 & 3.924 & 3.858 & 3.79 & 3.721 & 3.65 & 3.578 & 3.504 \\ 4.442 & 4.373 & 4.302 & 4.23 & 4.156 & 4.08 & 4.002 & 3.923 & 3.842 \\ 4.87 & 4.795 & 4.717 & 4.638 & 4.557 & 4.474 & 4.388 & 4.301 & 4.213 \\ 5.34 & 5.257 & 5.173 & 5.085 & 4.996 & 4.905 & 4.812 & 4.716 & 4.619 \\ 5.855 & 5.765 & 5.672 & 5.576 & 5.478 & 5.378 & 5.276 & 5.172 & 5.065 \\ 6.42 & 6.321 & 6.219 & 6.114 & 6.007 & 5.897 & 5.785 & 5.67 & 5.553 \\ 7.04 & 6.931 & 6.819 & 6.704 & 6.586 & 6.466 & 6.343 & 6.218 & 6.089 \end{pmatrix}$$

Это распределение хорошо согласуется с экспериментальными данными.

Для неизвестных параметров A и B получены следующие значения: $A = 256.948$; $B = 144.409$.

Рассчитанная функция $[C_{20}H_{12}](\varphi)$ представлена графиком:



Наибольшее значение $[C_{20}H_{12}]_{\max} = 5.212$ при $\varphi = 2^0$.

Расчетная точка закаливания: $[C_{20}H_{12}]_{\text{зак}} = 4.701$ при $\varphi = 10^0$.

График зависимости параметров A и B от режимов работы дизеля представлен на рис. 4.8.

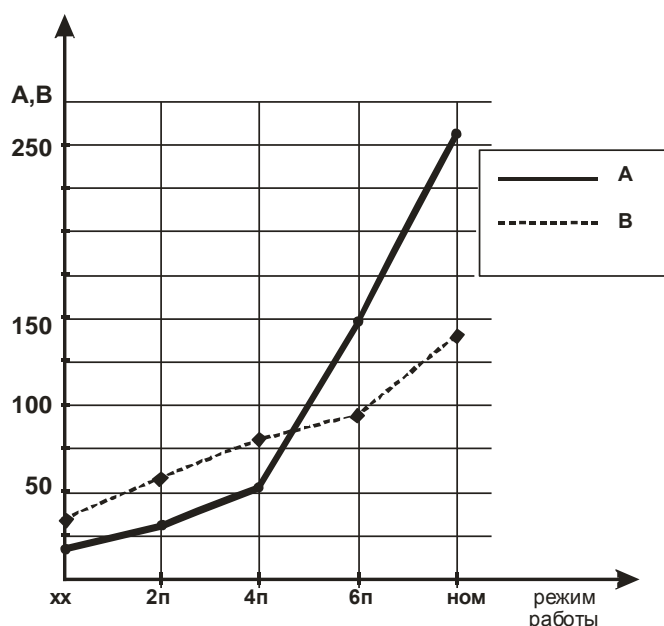


Рис.4.8. График зависимости A , B для КамАЗ

Результаты исследования. Расчеты с помощью представленной математической модели для дизельных двигателей маневрового тепловоза и грузового автомобиля дали следующие результаты:

- рассчитаны значения параметров A и B и представлены на рис. 4.7.-4.8;
- максимальная массовая концентрация бенз(а)пирена образуется при $\varphi = 1^0-3^0$;
- процесс закалки происходит в диапазоне $\varphi = 5^0 - 12^0$.

Относительная величина закалки $\left(\frac{[C_{20}H_{12}]_{\max} - [C_{20}H_{12}]_{\text{зак}}}{[C_{20}H_{12}]_{\max}} \cdot 100\% \right)$ на различных режимах (в процентах) приведена в табл. 5.

Таблица 4.5

Значения относительной величины закалки.

Режимы	Холостой ход	2 позиция	4 позиция	6 позиция	Номинал
ЧМЭ-3	4.9	5.2	11.0	14.3	18.2
КамАЗ 5320	1.4	2.5	3.6	4.2	9.8

4.2.3. Программная реализация ИММ выделения $C_{20}H_{12}$ в дизелях комбайнов и тракторов

Для комбайновых двигателей представим расчеты по модели для трех основных режимов нагрузки (холостой ход, 50 % мощности и номинальный режим).

Комбайн «Acros 530», (дизель ЯМЗ-236).

1) Холостой ход.

Введены значения: $\omega=550$ (об/мин); $M=1.1607 \cdot 10^7$. Получен полигон параметров с начальными значениями: $A_0=88$, $B_0=18$, $\kappa_1=35$, $\kappa_2=28$.

Матрица вычисленных значений бенз(а)пирена на расчетном полигоне параметров имеет вид:

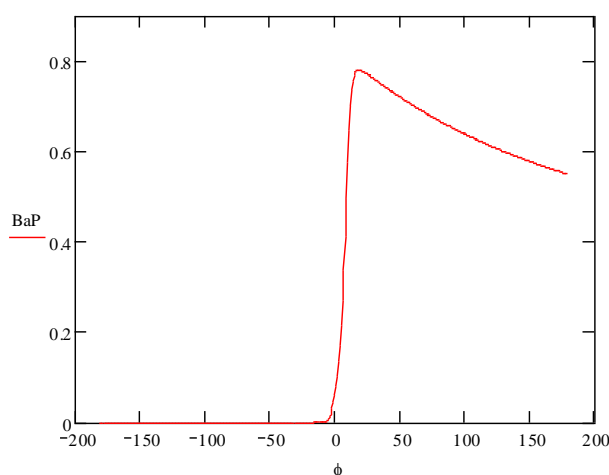
$$\Phi_a = \begin{pmatrix} 0.479 & 0.468 & 0.456 & 0.443 & 0.428 & 0.412 & 0.395 & 0.377 & 0.358 \\ 0.518 & 0.506 & 0.492 & 0.478 & 0.462 & 0.445 & 0.427 & 0.407 & 0.386 \\ 0.559 & 0.546 & 0.532 & 0.516 & 0.499 & 0.481 & 0.461 & 0.44 & 0.417 \\ 0.604 & 0.589 & 0.574 & 0.557 & 0.539 & 0.519 & 0.498 & 0.475 & 0.45 \\ 0.652 & 0.636 & 0.62 & 0.602 & 0.582 & 0.56 & 0.537 & 0.513 & 0.486 \\ 0.704 & 0.687 & 0.669 & 0.65 & 0.628 & 0.605 & 0.58 & 0.554 & 0.525 \\ 0.76 & 0.742 & 0.723 & 0.701 & 0.678 & 0.653 & 0.627 & 0.598 & 0.567 \\ 0.82 & 0.801 & 0.78 & 0.757 & 0.732 & 0.706 & 0.677 & 0.645 & 0.612 \\ 0.886 & 0.865 & 0.843 & 0.818 & 0.791 & 0.762 & 0.73 & 0.697 & 0.661 \end{pmatrix}$$

Это распределение хорошо согласуется с экспериментальными данными.

Для неизвестных параметров A и B получены следующие значения:

$$A = 89.156; B = 17.706$$

Рассчитанная функция $[C_{20}H_{12}](\varphi)$ представлена графиком:



Наибольшее значение $[C_{20}H_{12}]_{max} = 0.779$ мкг/м³ при $\varphi = 18^\circ$.

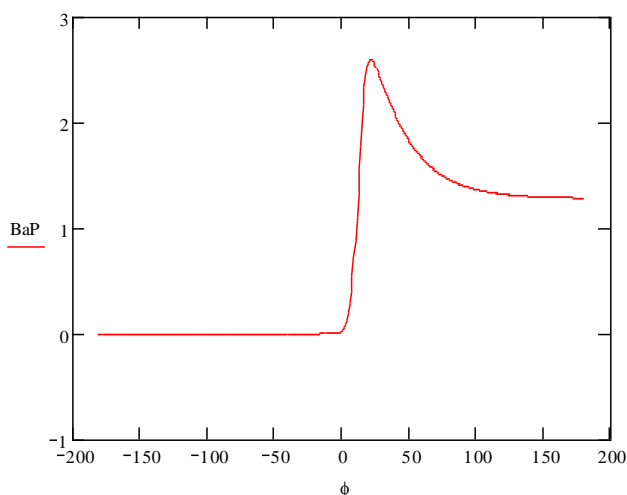
На выходе: $[C_{20}H_{12}]_{вых} = 0.552$.

2) 50% номинальной мощности.

Введены значения: $\omega=1300$ (об/мин). Получен полигон параметров с начальными значениями: $A_0=125$, $B_0=65$, $\kappa_1=44$, $\kappa_2=30$.

Вычисленная матрица значений $C_{20}H_{12}$ на расчетном полигоне параметров хорошо согласуется с экспериментальными данными. Для неизвестных параметров A и B получены значения: $A = 126.443$, $B = 63.834$.

Рассчитанная функция $[C_{20}H_{12}](\varphi)$ представлена графиком:



Наибольшее значение $[C_{20}H_{12}]_{max} = 2.586$ при $\varphi = 21^{\circ}$.

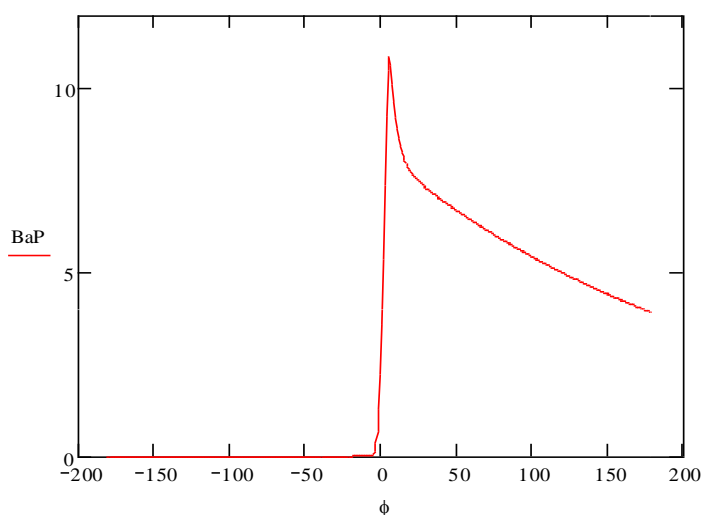
На выходе: $[C_{20}H_{12}]_{вых} = 1.284$.

3) Номинальная мощность (100%).

Введены значения: $\omega = 2100$ (об/мин). Получен полигон параметров с начальными значениями: $A_0 = 130$, $B_0 = 89$, $\kappa_1 = 42$, $\kappa_2 = 33$.

Вычисленная матрица на расчетном полигоне параметров хорошо согласуется с экспериментальными данными. Для неизвестных параметров A и B получены следующие значения: $A = 131.954$; $B = 87.460$

Рассчитанная функция $[C_{20}H_{12}](\varphi)$ представлена графиком:



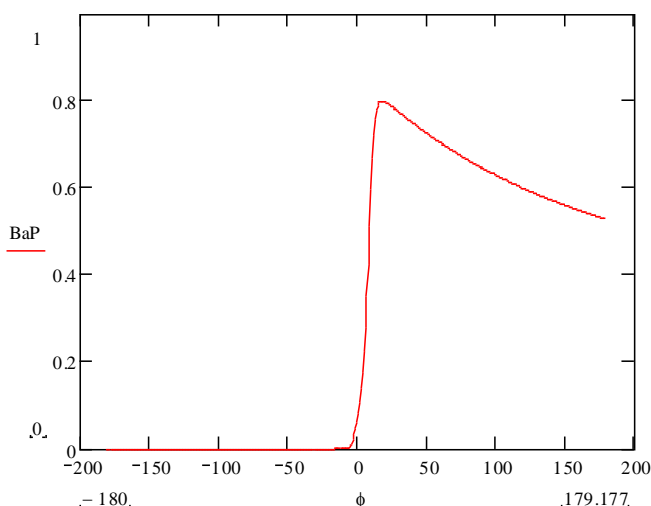
Наибольшее значение $[C_{20}H_{12}]_{max} = 10.850$ при $\varphi = 6^{\circ}$. На выходе: $[C_{20}H_{12}]_{вых} = 3.949$.

Комбайн «Acros-530» (дизель ЯМЗ-238).

1) Холостой ход.

Введены значения: $\omega=550$ (об/мин). Получен полигон параметров с начальными значениями: $A_0=92$, $B_0=20$, $\kappa_1=38$, $\kappa_2=23$. Вычисленная матрица значений Б(а)П хорошо согласуется с экспериментальными данными. Для параметров A и B получены следующие значения: $A=93.042$; $B=19.514$.

Рассчитанная функция $[C_{20}H_{12}](\varphi)$ представлена графиком:

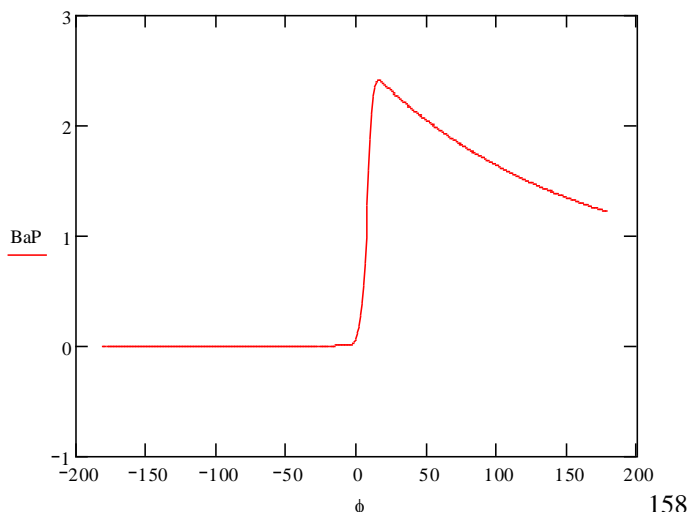


Наибольшее значение $[C_{20}H_{12}]_{max} = 0.779$ мкг/м³ при $\varphi = 16^0$.

На выходе: $[C_{20}H_{12}]_{вых} = 0.530$.

2) 50% ном. мощности.

Введены значения: $\omega=1300$ (об/мин). Получен полигон параметров с начальными значениями: $A_0=130$, $B_0=32$, $\kappa_1=38$, $\kappa_2=28$. Вычисленная матрица значений Б(а)П на расчетном полигоне параметров хорошо согласуется с экспериментальными данными. Для неизвестных параметров A и B получены значения: $A=131.581$; $B=31.415$.



Рассчитанная функция $[C_{20}H_{12}](\varphi)$ представлена графиком:

Наибольшее значение $[C_{20}H_{12}]_{max} = 2.407$ мкг/м³ при $\varphi = 15^0$.

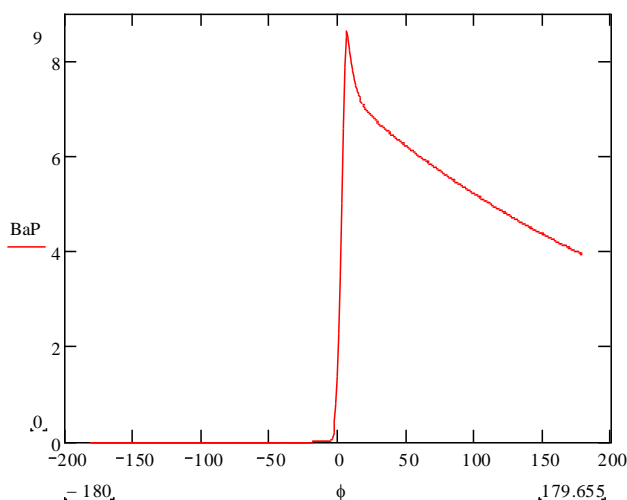
На выходе: $[C_{20}H_{12}]_{вых} = 1.220$.

3) Номинальная мощность (100%).

Введены значения: $\omega=2100$ (об/мин). Получен полигон параметров с начальными значениями: $A_0=146$, $B_0=76$, $\kappa_1=38$, $\kappa_2=27$.

Вычисленная матрица значений Б(а)П на расчетном полигоне параметров хорошо согласуется с экспериментальными данными. Для неизвестных параметров A и B получены следующие значения: $A=148.196$; $B=74.347$.

Рассчитанная функция $[C_{20}H_{12}](\varphi)$ представлена графиком:



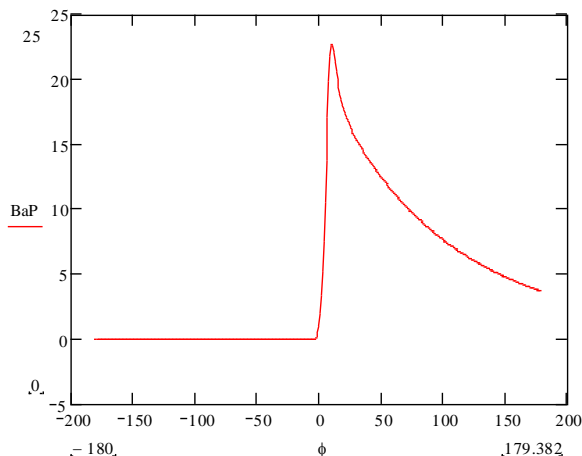
Наибольшее значение
 $[C_{20}H_{12}]_{max} = 8.641$ мкг/м³ при $\varphi = 7^\circ$.
На выходе: $[C_{20}H_{12}]_{вых} = 3.961$.

Тракторы с двигателями (Д-120 и Д-240).

Номинальная мощность (100%) Д-120.

Введены значения: $\omega=2000$ (об/мин). Получен полигон параметров с начальными значениями: $A_0=122$, $B_0=51$, $\kappa_1=40$, $\kappa_2=40$. Вычисленная матрица значений Б(а)П хорошо согласуется с экспериментальными данными. Для параметров A и B получены следующие значения: $A=124.189$; $B=50.233$.

Рассчитанная функция $[C_{20}H_{12}](\varphi)$ представлена графиком:



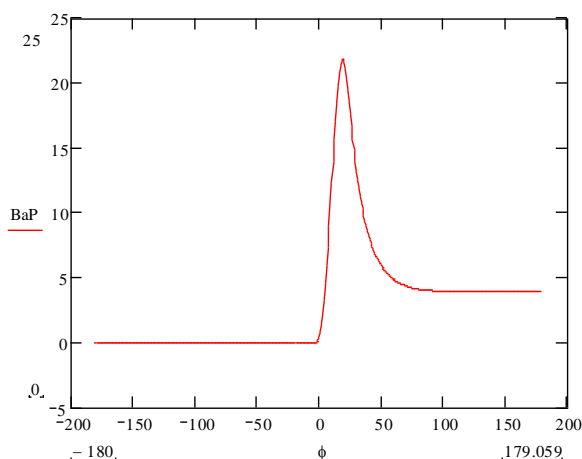
Наибольшее значение $[C_{20}H_{12}]_{max} = 22.694$ мкг/м³ при $\varphi = 10^\circ$.
На выходе: $[C_{20}H_{12}]_{вых} = 3.714$.

Номинальная мощность (100%) Д-240.

Введены значения: $\omega=2200$ (об/мин). Получен полигон параметров с начальными значениями: $A_0=126$, $B_0=91$, $\kappa_1=40$, $\kappa_2=23$.

Вычисленная матрица значений $B(a)П$ на расчетном полигоне параметров хорошо согласуется с экспериментальными данными. Для неизвестных параметров A и B получены следующие значения: $A = 128.059$; $B = 87.838$.

Рассчитанная функция $B(a)П [C_{20}H_{12}](\varphi)$ представлена графиком:



Наибольшее значение $[C_{20}H_{12}]_{max} = 21.848$ мкг/м³ при $\varphi = 20^0$.

На выходе: $[C_{20}H_{12}]_{вых} = 3.916$.

Результаты исследования. Расчеты с помощью представленной математической модели для дизельных двигателей сельскохозяйственных машин дали следующие результаты:

- рассчитаны значения параметров A и B и представлены на рис. 4.9.- 4.10;
- максимальная массовая концентрация $C_{20}H_{12}$ образуется при $\varphi = 6^0-21^0$;

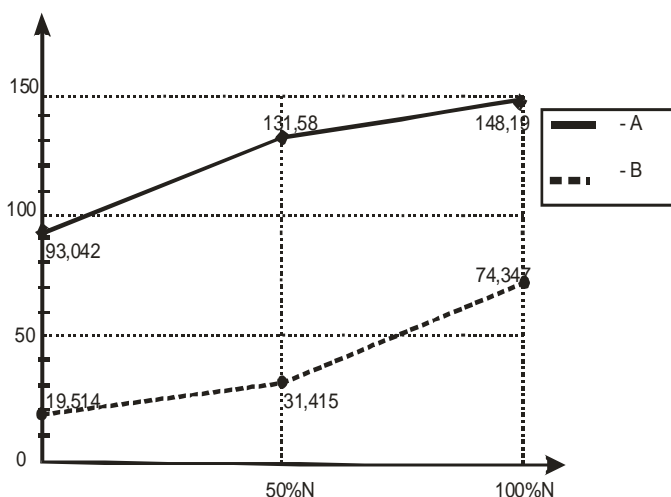


Рис. 4.9. График зависимости параметров A , B от режима нагрузки для комбайна (двигатель ЯМЗ-236).

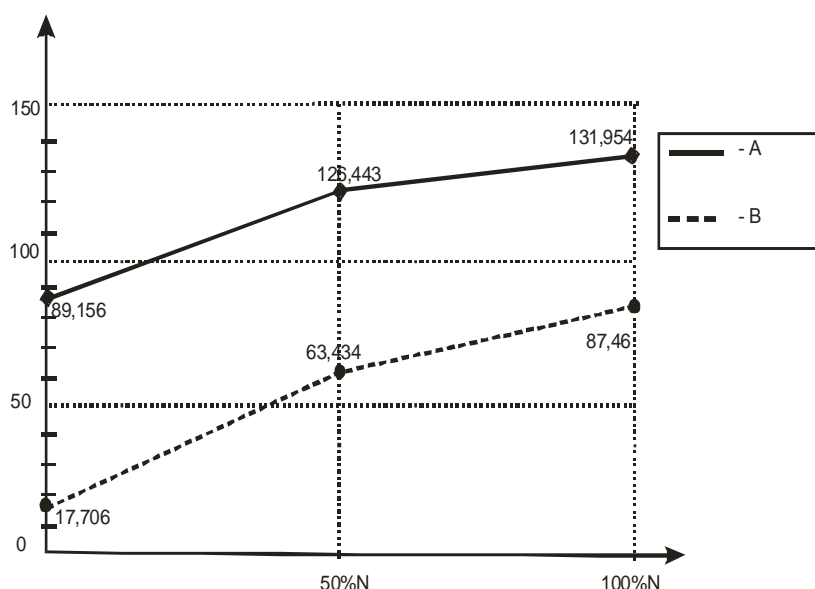


Рис. 4.10. График зависимости параметров А, В от режима нагрузки для комбайна (двигатель ЯМЗ-238).

4.2.4 Программная реализация ИММ выделения оксидов азота в дизелях тепловозов

Как говорилось выше, для идентификации математических моделей необходимо иметь надежные экспериментальные данные.

Для уточненной математической модели выделения окислов азота в воздух рабочей зоны авторами собирались экспериментальные данные по выбросам этого компонента ОГ для машин с двигателями ПДГ-1М (Д50) и K6S310DR.

Схема проведения испытаний приведена выше на рис 4.1. Для испытаний использовались приборы: газоанализатор Vario Plus и дымомер МЕТА-01МП.043. В Приложениях Д и Е приведены образцы протоколов испытаний указанных машин. Испытанию подверглись более 200 машин с дизелями различного вида. Диапазоны полученных в ходе эксперимента значений концентрации NOx на различных режимах работы двигателя приводятся на рис. 4.11.-4.12. и в таблице 4.6.

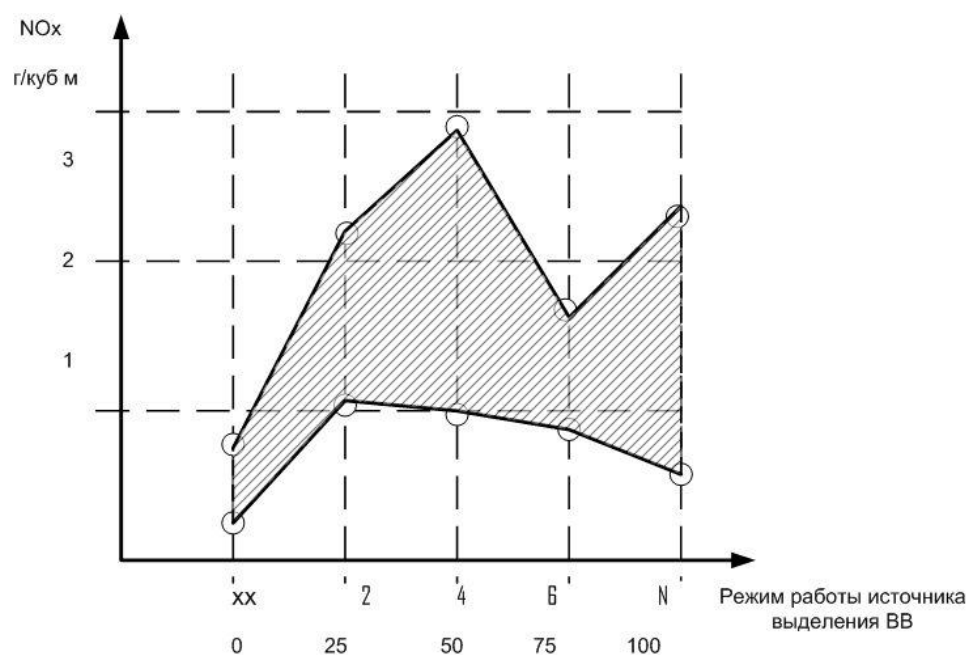


Рис. 4.11 Диапазон значений концентрации NOx для машины с типом дизеля ПДГ-1М (Д 50)

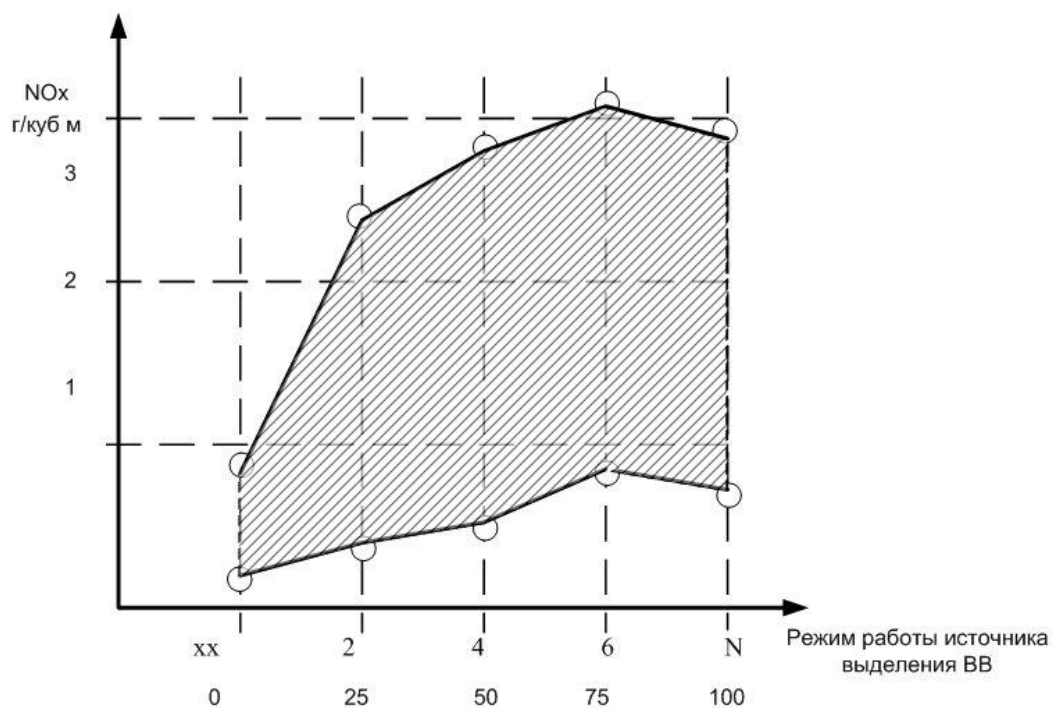


Рис. 4.12. Диапазон значений концентрации NOx для машины с типом дизеля с дизелем K5S310 DR.

Таблица 4.6

Экспериментальные данные выбросов NOx

для машин с дизе- лями	Дизель ПДГ-1М (Д-50)		Дизель K5S310 DR	
	NOx _{min}	NOx _{max}	NOx _{min}	NOx _{max}

XX	0.348	0.817	0.094	0.911
0.25N	1.008	2.264	0.140	2.381
0.5N	0.998	2.951	0.396	2.843
0.75N	0.913	1.751	0.880	3.140
N	0.704	2.235	0.757	2.880

Расчеты по алгоритму проводились в три этапа.

1) С помощью АС «ENGINE» вычислялись значения функций, входящих в уравнения (2.22-2.23) для значений аргумента φ с шагом 1 градус.

2) С помощью модифицированного метода каскадной факторизации из п.2.3 были вычислены коэффициенты A , B , C , D .

В таблице 4.7 приведены результаты расчета этих коэффициентов для дизелей: K6S310DR, 1A-5Д49, 10Д100 и тракторного дизеля Д 240.

3) Приближенными методами решаются дифференциальные уравнения (2.22-2.23).

Таблица 4.7

Результаты идентификации модели образования NO

Тип дизеля	A	B	C	D
K6S310DR	293,164	0,197	22202	4,094
1A-5Д49	134,77	0,103	18420	2,26
10Д100	868,23	0,335	30090	3,663
Д 240	802,47	0,334	50150	6,241

Результаты исследования показали, что адекватный сценарий образования и гибели оксидов азота в камере сгорания на примере дизеля K6S310DR описывается уравнением:

$$\frac{d[NO]}{d\varphi} = 22202 \cdot P(\varphi) \cdot [N_2](\varphi) \cdot [O](\varphi) \cdot e^{\frac{-38000}{T(\varphi)+2200}} \cdot \frac{dQ}{d\varphi} - 4.1 \cdot \frac{P(\varphi)}{\omega^2} \cdot e^{\frac{-32000}{T(\varphi)}} \cdot [NO]^2$$

Для получения уравнения образования и сгорания оксидов азота для других упомянутых выше двигателей значения коэффициентов C и D берутся из таблицы 4.7 и подставляются в (2.23).

Расчеты, проведенные с помощью уточненной модели образования и эмиссии оксидов азота на различных режимах работы двигателей, выявили хорошее согласование полученных значений с экспериментальными данными.

4.3 Программное обеспечение для численного моделирования процессов распространения ВВ в помещениях

Сложность математической модели процессов распространения ВВ в помещениях приводит к невозможности получения аналитического решения в общем виде.

Для реализации математической модели используется:

- среда разработки программного продукта Borland Delphi 7.0;
- пакет FlexPDE, выступающий в качестве расчетного ядра программного продукта;
- система управления базами данных Microsoft Access, для хранения необходимого для работы приложения набора данных.

Пакет FlexPDE – программа, поддерживающая метод конечных элементов при моделировании объектов с распределенными переменными, описываемых нелинейными дифференциальными уравнениями с частными производными. По специально разработанному для исследуемого случая коду, FlexPDE, являясь ядром программного продукта, производит операции, необходимые для того, чтобы преобразовать описание системы дифференциальных уравнений в частных производных в модель для расчета методом конечных элементов, найти решение для этой системы и представить результаты в графической форме. Таким образом, FlexPDE играет роль вычислительной среды для решения поставленной задачи. В пакете FlexPDE реализован метод Ньютона-Рафсона [82]. Основой метода Ньютона-Рафсона является построение ряда значений $x^{(0)}, x^{(1)}, \dots, x^{(N)}$, исходя из начальной величины $x^{(0)}$ с использованием процесса итераций, учитывающего значения $\varphi_i(x)$, а также значения ее производной.

Итерации прекращаются, когда разность между двумя последовательными итерациями удовлетворяет заданной точности ε : $\frac{|x^{(k+1)} - x^{(k)}|}{|x^{(k+1)}|} < \varepsilon$.

Программное обеспечение – имеет несколько модулей, для обеспечения решения задач:

- модуль редактирования сценария, предоставляет средства для редактирования текста и предварительного просмотра графического результата;

- анализатор записи уравнения в виде символов, который преобразует информацию, записанную в виде символов уравнения в набор переменных, параметров и их соотношений, понижает порядок интегрирования. Затем раскладывает эти уравнения в матрицу Якоби;

- модуль генератора сетки строит сетку треугольных конечных элементов в двумерной области решений. При решении трехмерных задач, двумерная сетка преобразуется в тетраэдрическую, перекрывающую произвольное количество неплоских слоев;

- модуль численного анализа конечного элемента осуществляет выбор соответствующей схемы решения для задач стационарных, нестационарных и поиска собственных значений, причем для линейных и нелинейных систем применяются отдельные процедуры расчета;

- процедура оценки погрешности оценивает степень приближения сетки и уточняет координаты сетки в областях, где погрешность велика. Система осуществляет итеративное уточнение параметров сетки и решения до тех пор, пока не достигается заданный пользователем уровень погрешности;

- модуль графического вывода принимает произвольные алгебраические функции из полученного решения и осуществляет построение графиков контура, поверхности и векторов;

- модуль внешнего вывода данных предоставляет возможность распечатки отчетов в виде многих форматов, включая таблицы численных значений, данные сетки конечных элементов, а также в форматах совместимых с различными программами.

Разработанное программное обеспечение «Моделирование полей концентраций вредных веществ на участках обкатки машиностроительных заводов» (МПК-2009) представляет собой набор программно-инструментальных средств, реализующих интерфейс, обеспечивающий взаимодействие пользователя с пакетом FlexPDE и базой данных Microsoft Access.

В приложении МПК-2009 реализованы следующие пользовательские функции:

- внесение и редактирование параметров, описывающих различные случаи расчетов вручную;
- загрузка параметров из базы данных;
- выбор режимов расчета;
- сохранения выбранных параметров и запись их в исполняемые скрипты;
- проведение расчетов по заданным значениям;
- отображение и анализ полученных графических и численных материалов.

Созданное программное обеспечение функционирует по алгоритму, представленному на рис. 4.13.

Интерфейс системы удобен любому пользователю. База данных обладает следующими свойствами - в ней хранятся численные данные, систематизированные для различных режимов работы источника и различных параметров моделирования изучаемой среды с возможностью создания новых баз данных, редактирования и дополнения существующих.

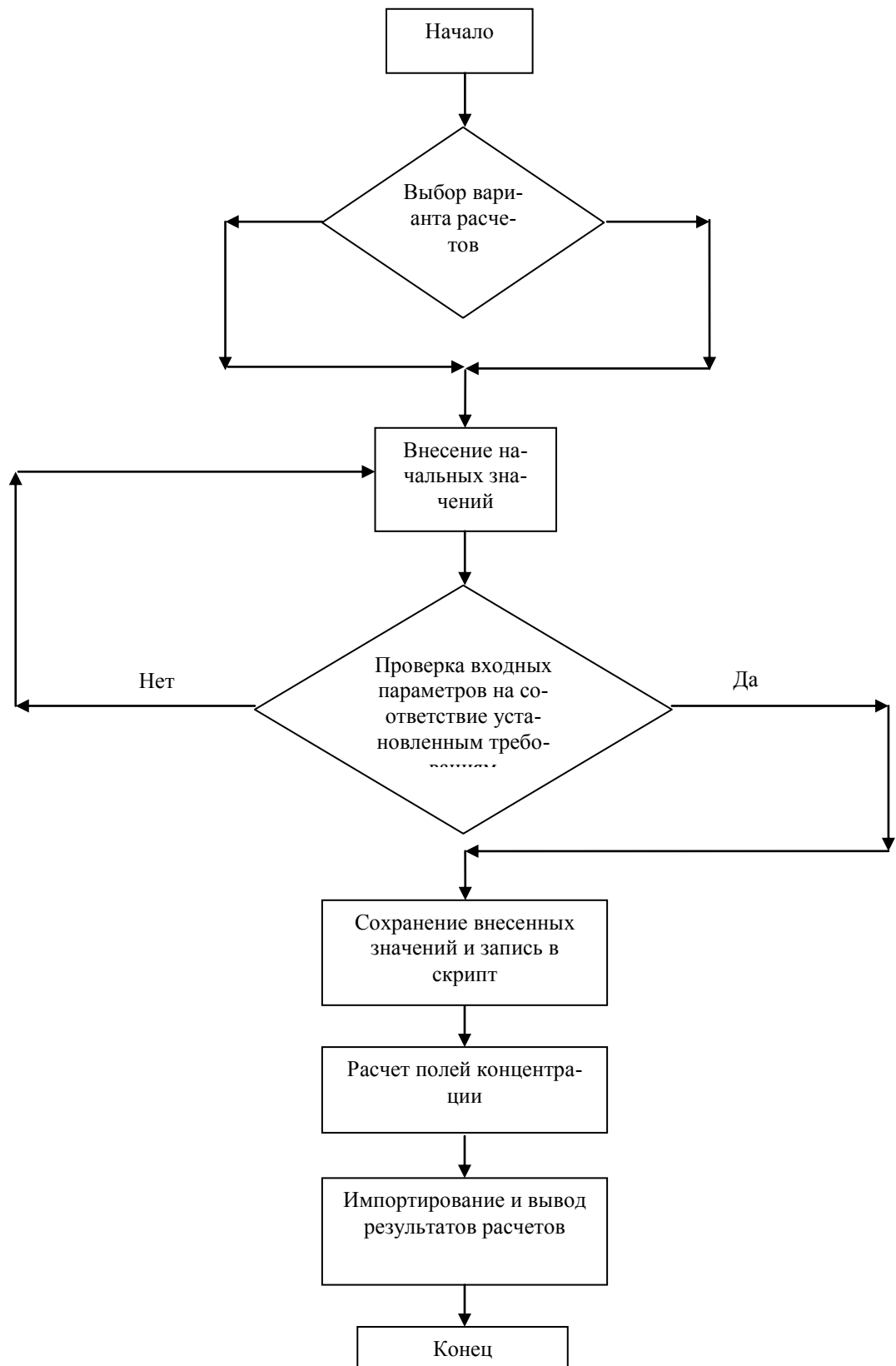


Рис. 3.13 Алгоритм функционирования программного обеспечения

Работа с приложением начинается с загрузки главного окна, имеющего вид, изображенный на рис. 4.14.

Form1

Расчет полей концентрации участка обкатки комбайнов ООО "КЗ Ростсельмаш"

Характеристики воздушного потока

Скорость вытекания воздушного потока P_{const} =

Скорость втекания воздушного потока W_h =

Скорость оседания частиц примеси W_s =

Кoeffициенты турбулентного обмена

Кoeffициент по X A_{px} =

Кoeffициент по Y A_{py} =

Кoeffициент по Z A_{pz} =

Характеристики источников выброса

Интенсивность выброса источника S_{01} =

Интенсивность выброса источника S_{02} =

Интенсивность выброса источника S_{03} =

Интенсивность выброса источника S_{04} =

Интенсивность выброса источника S_{05} =

Интенсивность выброса источника S_{06} =

Интенсивность выброса источника S_{07} =

Параметры аварийной ситуации

Время начала аварии t_0 =

Время окончания аварии t_1 =

Дополнительные параметры

Концентрация в начальный момент времени C_0 =

Общее время расчета (в сек.) =

внести новые

загрузить из базы

принять

расчитать

показать

Выход

Рис. 4.14 Окно ввода исходных данных для моделирования

Данная форма представляет собой набор полей, служащих для ввода необходимых значений для проведения расчетов, и управляющих кнопок, реализующих основные функции приложения. Пользователь имеет возможность вести начальные значения самостоятельно, нажав на управляющую кнопку «вне-

сти новые», либо загрузить уже имеющиеся параметры из базы данных, нажав на управляющую кнопку «загрузить из базы». При нажатии на последнюю из вышеуказанных кнопок, появляется диалоговое окно, представленное на рис. 4.15.

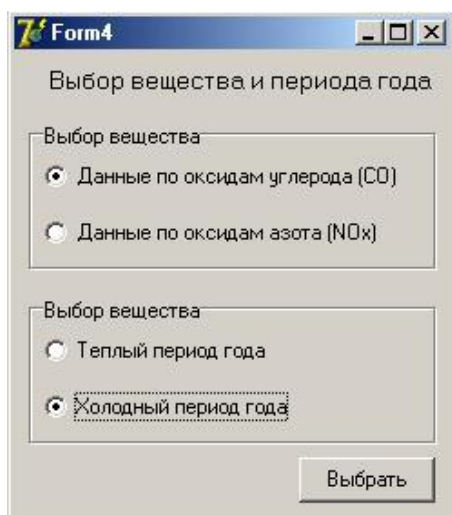


Рис. 4.15 Диалоговое окно «Выбор вещества и периода года»

В этом диалоговом окне пользователь выбирает данные по виду вещества и периоду года, чтобы загрузить их из базы данных.

После выбора необходимых данных, снова загружается основное окно программы, где пользователь при нажатии управляющей кнопки «принять» подтверждает выбор данных и занесения их в исполняемый скрипт. Перед занесением в скрипт, данные проходят проверку на удовлетворение условиям полного заполнения полей и их числового формата. В дальнейшем, при нажатии управляющей кнопки «рассчитать», запускается расчетное ядро программного обеспечения – FlexPDE, и пользователь имеет возможность наблюдать все расчеты, производимые этим приложением в интерактивном режиме. После проведения расчетов внутри приложения, окно FlexPDE закрывается и загружается основное окно программы МПК-2009. Пользователю становится доступна функция просмотра полученных результатов. Нажатие на управляющую кнопку «показать» открывает диалоговое окно, содержащее графическую и число-

вую информацию о проведенных расчетах. Окно имеет вид, представленный на рис. 4.16.

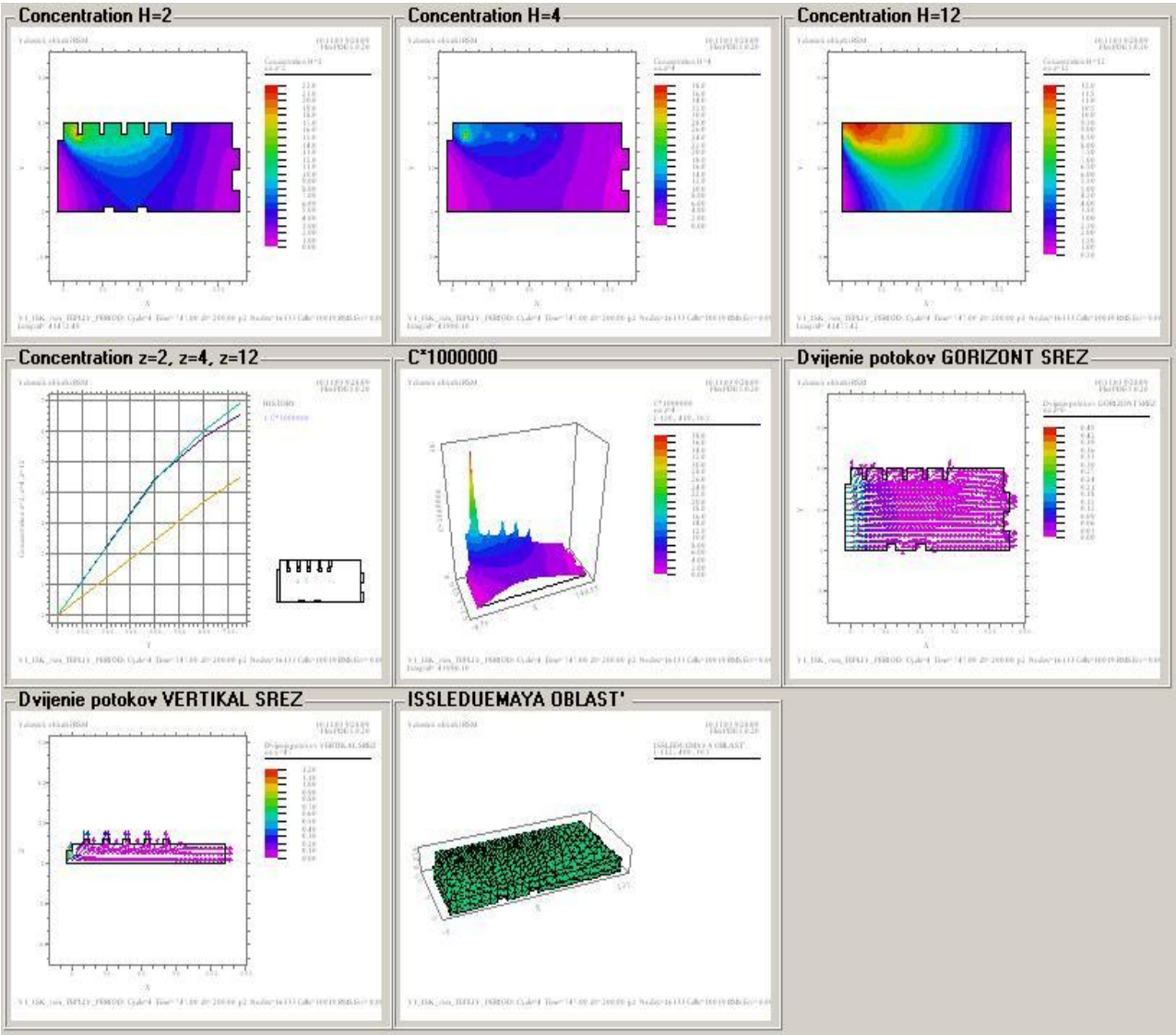


Рис. 4.16 Окно вывода результатов расчетов

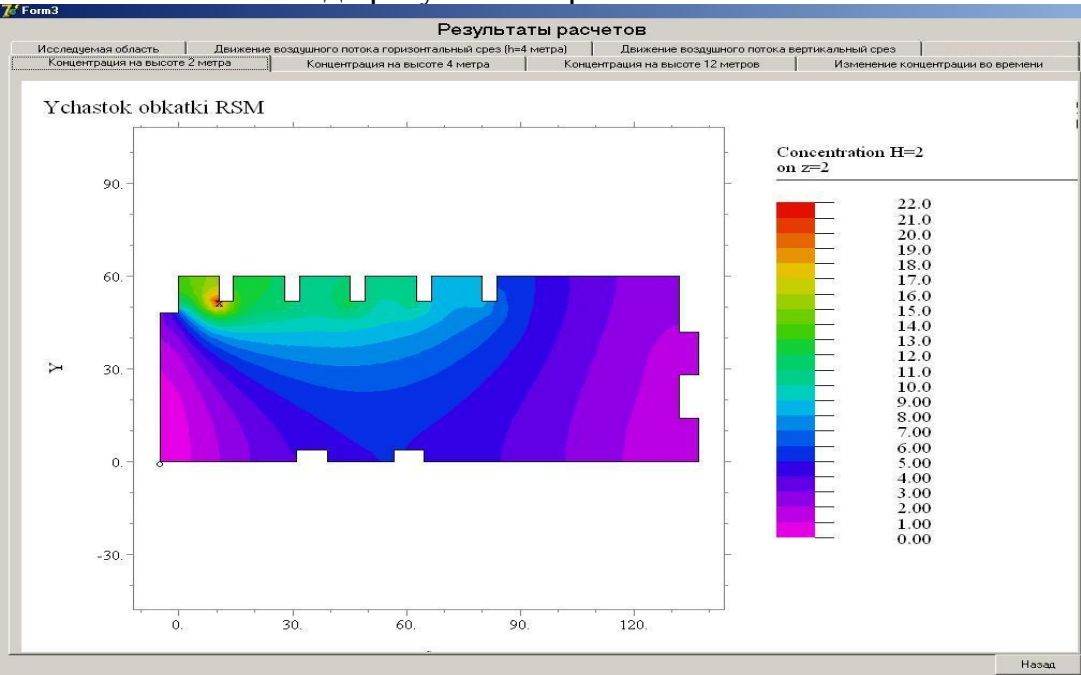


Рис. 4.17 Вкладка основного диалогового окна «Результаты расчетов»

Результатами расчетов по программе, как видно из рис. 4.16, 4.17, являются: графическое представление полей концентраций на срезах 2, 4 и 12 метров, по желанию пользователя построенные по абсолютным или относительным (например, к $ПДК_{р.з.}$) величинам; численное выражение этих концентраций в привязке к цветовой палитре графического изображения; эпюры скоростей движения воздушных потоков в горизонтальном и вертикальном срезе; зависимости изменения концентраций загрязняющих веществ от времени в заданных точках помещения (выбирается неограниченное количество точек и любое их расположение в помещении) и непосредственно исследуемая область. Любые из этих результатов расчетов доступны пользователю при переключении на соответствующую вкладку.

После просмотра и анализа полученных результатов, пользователь имеет возможность вернуться к основному окну программы нажатием на управляющую кнопку «назад», и провести новые модельные расчеты, сохранив при необходимости предыдущие.

Так же программный продукт поддерживает возможность конфигурирования помещения и схем вентиляции.

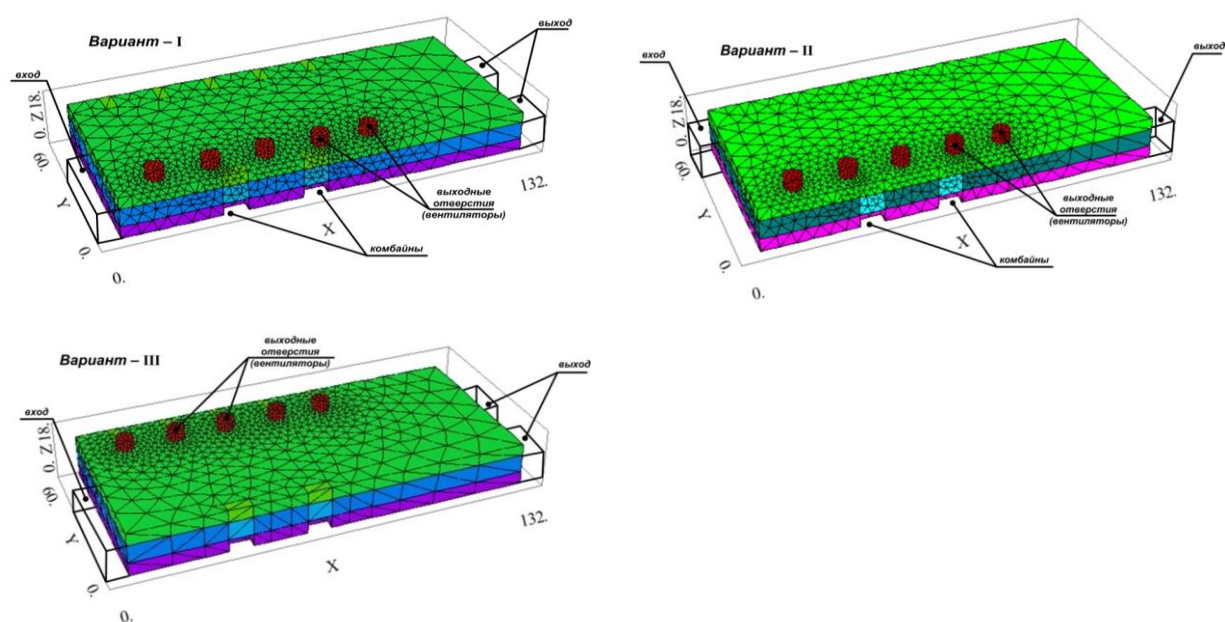


Рис. 4.18 Различные конфигурации помещений и схем устройства вентиляции

Разработанное программное обеспечение поддерживает расчеты и в помещениях сложной конфигурации с нестационарными (движущимися источниками загрязнения). Скриншот работы программы при проведении расчетов в одном из таких помещений представлен на рисунке 4.19.

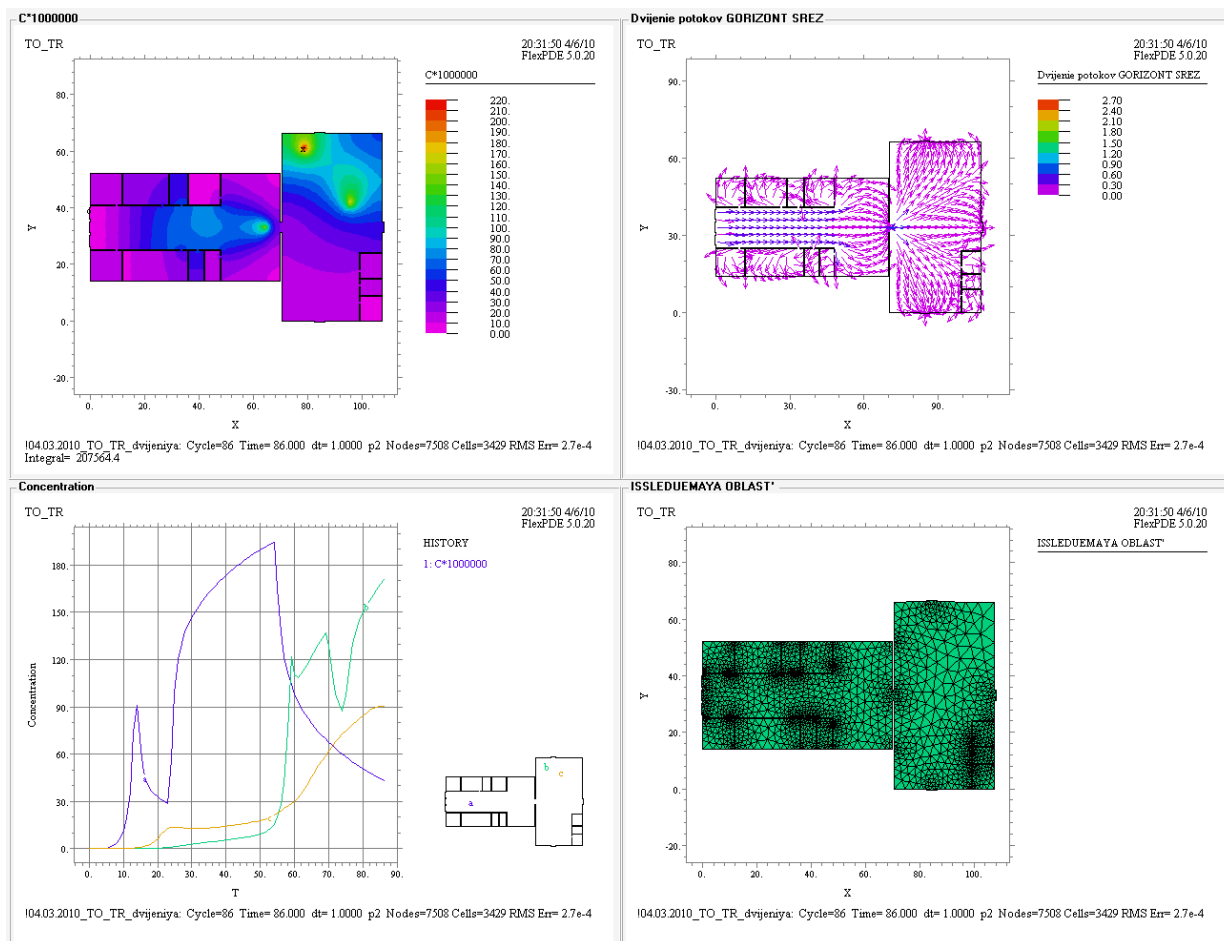


Рис. 4.19 Расчеты в помещении сложной конфигурации с нестационарными источниками загрязнения

Математическая модель в сочетании со средствами ее реализации, позволяет моделировать процессы распространения ВВ в воздухе помещения при различных эксплуатационных режимах работы источников выделения ВВ и при различном конструктивном исполнении производственного помещения. Это дает возможность исследовать эффективность различных схем организации воздухообмена и расположения воздухораспределительных устройств с целью поиска рациональных воздухоохраных решений. Данное программное обес-

печение применимо как на стадиях проектирования новых, так и при эксплуатации уже действующих производств [4].

ГЛАВА 5 Практические результаты компьютерного моделирования с целью разработки мероприятий по экологической и производственной безопасности

5.1 Синтез и исследование связи технических и санитарно-гигиенических критериев нормирования негативного воздействия источников загрязнения

Существуют два вида нормирования негативного воздействия вредных веществ, выделяемых машинами:

- по санитарно-гигиеническим показателям;
- по техническим показателям.

Санитарно-гигиеническая норма – показатель, соблюдение которого гарантирует безопасность или оптимальные (комфортные) условия жизнедеятельности человека.

В РФ в настоящее время, согласно санитарным нормам СН 245-71 «Санитарные нормы проектирования промышленных предприятий» и их последующим дополнениям ГН 2.1.6.695-98 «Атмосферный воздух и воздух закрытых помещений, санитарная охрана воздуха», для большинства токсичных компонентов ОГ двигателей установлены их ПДК в воздухе в соответствии с ГН 2.1.6.2326-08 «Предельно допустимые концентрации загрязняющих веществ в атмосферном воздухе населенных мест» (табл. 5.1). При этом используется трёхступенчатая система нормирования, включающая среднесуточную и максимально разовую ПДК, а также предельную концентрацию ВВ в воздухе РЗ.

Таблица 5.1.

Токсичность некоторых компонентов отработанных газов

Компонент	Класс опасности	Предельно-допустимая концентрация (ПДК), мг/м ³		
		Среднесуточная ПДК _{сс}	Максимально разовая ПДК _{мр}	В воздухе рабочей зоны ПДК _{рз}
Оксиды азота (в пересчёте на NO ₂)	2	0,04	0,085	5

Монооксид углерода, CO	4	3	5	20
Сажа, C	3	0,05	0,15	4
Углеводороды C _n H _m (в пересчёте на C)	2-4	3	5	300
Диоксид серы SO ₂	3	0,03	0,5	10
Бенз(а)пирен C ₂₀ H ₁₂	1	10 ⁻⁶	10 ⁻³	15·10 ⁻⁵
Акролеин, CH ₃ CHO	2	0,012	0,03	0,7
Формальдегид, HCHO	2	0,01	0,035	0,5

Связи между этими тремя степенями нормирования и классификация ПДК показаны на рис.5.1.

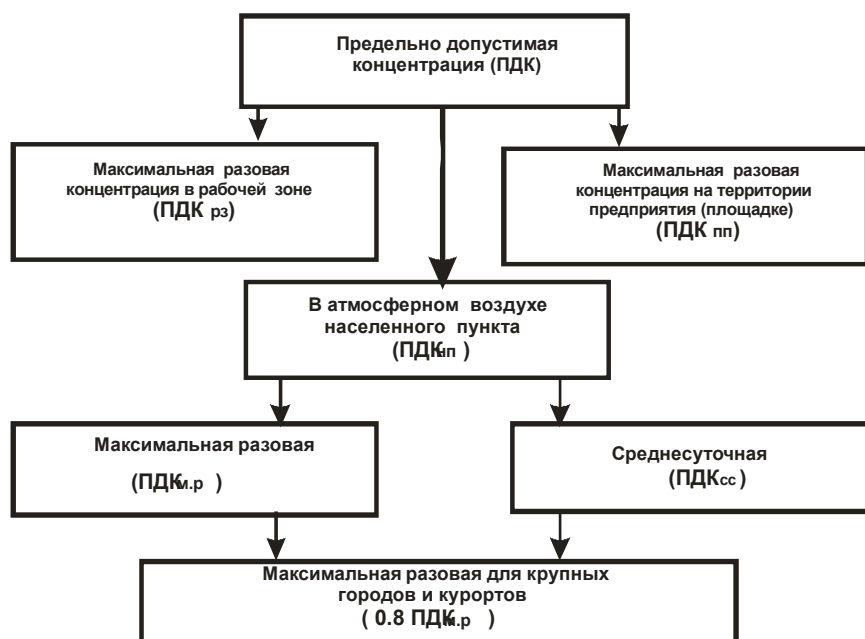


Рис.5.1. – Классификация ПДК

Первая ступень нормирования введена для оценки негативного воздействия на работающих, а вторая и третья – на окружающую среду.

Таким образом, необходимость ступенчатого (раздельного) нормирования вредных веществ определяется *законом толерантности*.

При нормировании содержания токсичных компонентов ОГ в воздухе с использованием ПДК, лимитирующим фактором является вредное воздействие индивидуального химического соединения на организм человека. В действи-

тельности все ВВ действуют на человека одновременно, при этом негативное влияние одного компонента ОГ может усиливаться присутствием другого. Поэтому для проведения сравнительной оценки токсикологической зависимости различных компонентов отработавших газов применяется ряд относительных показателей. В частности, используется приведение массовых концентраций различных веществ по ПДК к одному веществу, выбранному за эталон [30]. В качестве такого эталона обычно принимают монооксид углерода, токсикологические свойства которого хорошо изучены. При этом приведенная к СО концентрация i -го токсичного компонента C_{inp} ОГ определяется формулой [75]:

$$C_{inp} = \left(\frac{PDK_{CO}}{PDK_i} \right) \cdot C_i,$$

где PDK_{CO} , PDK_i – предельно допустимые концентрации СО и i -го токсичного компонента ОГ; C_i – концентрация i -го токсичного компонента в ОГ; C_{inp} – приведенная к монооксиду углерода концентрация i -го токсичного компонента.

В работе [75] был получен ряд коэффициентов относительной агрессивности токсичных компонентов ОГ:

$$A_{CO} : A_{CH} : A_{NOx} : A_{TЧ} : A_{SOx} : A_{B(a)П} = 1 : 3,16 : 41,1 : 41,1 : 16,5 : 1260000.$$

Особо выделим два соотношения:

$$A_{CO} : A_{NOx} = 1 : 41,1 \text{ и } A_{CO} : A_{B(a)П} = 1 : 1260000.$$

Первое отношение сравнительно невелико, но массовый выброс окислов азота один из самых больших в ОГ (соизмерим с массовым выделением СО). Ситуация с $C_{20}H_{12}$ другая: его массовый выброс невелик, но отношение огромно. По этой причине эти два вредных вещества в данной работе будут интересовать нас более всего.

Норматив эквивалентный СО эмиссии оксидов азота определяется:

$$\mathcal{E}_{NOx} = K_{NOx} \cdot NOx.$$

Тогда эквивалентный СО суммарный норматив можно рассчитать так:

$$\mathcal{E}_{\Sigma} = \mathcal{E}_{NOx} + \mathcal{E}_C + \mathcal{E}_{CH} + \mathcal{E}_{CO}.$$

Аналогичный подход был предложен и в работе [24], где степень вредного воздействия эмиссии ОГ машин оценивается по эколого-экономическим ко-

эффициентам \mathcal{E} , соответствующим эквивалентным СО суммарным нормативам выбросов ВВ. Заметим, что данный подход интегрально связывает технические нормативы выбросов с установленными санитарно-гигиеническими ПДК.

Ненормируемые вещества, косвенное нормирование

В ОГ дизельных машин присутствует несколько сотен веществ, а нормирование происходит только по пяти показателям. Все остальные компоненты, находящиеся в ОГ, нормированию в настоящее время не подлежат. Эти вещества называют ненормируемыми. Ненормируемыми эти вещества являются только по техническим показателям, а не по санитарно-гигиеническим. Перечень компонентов, подлежащих санитарно-гигиеническому нормированию, значительно шире и включает в себя несколько десятков веществ и 280 компонентов, содержащихся в ОГ. Проблема заключается в сложности экспериментального определения концентраций некоторых компонентов в ОГ, решение её наиболее актуально для ряда канцерогенных и токсичных веществ: бенз(а)пирена, альдегидов и др.

Собственно в связи с этим и встаёт задача создания достоверной математической модели образования и выделения $C_{20}H_{12}$ в воздух РЗ. Именно $C_{20}H_{12}$ чрезвычайно сложно определять экспериментально, до сих пор на него не разработан технический норматив выброса, поэтому количественная оценка его в отработанных газах весьма актуальна. Как показывают расчёты коэффициентов \mathcal{E}_i (г/кВт·ч) [26, 38, 65], учитывающих агрессивность компонентов, входящих в ОГ, отсутствие учета $C_{20}H_{12}$ приводит к погрешности оценки их токсичности на 10-50 %. Вышеприведенные оценки доказывают необходимость инструментально-аналитического определения $C_{20}H_{12}$ в ОГ машин.

Наравне с ненормируемыми веществами существуют и так называемые косвенно нормируемые компоненты. Например, оксиды серы, присутствующие в ОГ двигателей из-за наличия серы в топливе. Сами оксиды серы напрямую не нормируются по техническим показателям.

Со временем список нормируемых веществ пополняется, например, давно предлагается ввести в нормируемые вещества даже нетоксичный углекислый

газ CO_2 , выбросы которого многие исследователи связывают с парниковым эффектом.

5.2. Расчет технических нормативов эмиссии $\text{C}_{20}\text{H}_{12}$ с помощью ИММ.

Для расчёта нормативных значений выбросов $\text{C}_{20}\text{H}_{12}$ от источника выделения данного канцерогена в воздух РЗ использовались АС «ENGINE» и разработанная математическая модель образования и выгорания $\text{C}_{20}\text{H}_{12}$. Рассчитаны технические нормативы выбросов $\text{C}_{20}\text{H}_{12}$ для дизелей комбайнов, производимых ООО КЗ “Ростсельмаш” и для грузового автомобиля КамАЗ 5320. Исходными данными для определения нормируемых мощностей выбросов $\text{C}_{20}\text{H}_{12}$ в ОГ от дизельных машин служат средне-интегральные значения расчётных массовых концентраций $\text{C}_{20}\text{H}_{12}$, полученные на основании модельных расчётов. Нормируемые объемные расходы ОГ на режимах нагрузки комбайнов и автомобилей получены на основе экспериментальных данных. Значение массового расхода $m_{\text{C}_{20}\text{H}_{12}}$ (г/с) определялось умножением расхода отработавших газов $Q_{\text{ОГ}}$ ($\text{м}^3/\text{с}$) на соответствующую $C_{\text{C}_{20}\text{H}_{12}}$, ($\text{мкг}/\text{м}^3$) бенз(а)пирена в ОГ:

$$m_{\text{C}_{20}\text{H}_{12}} = Q_{\text{ОГ}} \cdot C_{\text{C}_{20}\text{H}_{12}}.$$

Удельный показатель выбросов $e_{\text{C}_{20}\text{H}_{12}}$ определялся по формуле:

$$e_{\text{C}_{20}\text{H}_{12}} = \frac{3600 \cdot Q_{\text{ОГ}} \cdot C_{\text{C}_{20}\text{H}_{12}}}{N_e}, (\text{г}/\text{кВт} \cdot \text{ч}).$$

Значения технических нормативов выбросов канцерогенов для грузовых автомобилей рассчитаны и представлены в таблице 5.2, а для комбайнов – в таблице 5.3. Результаты расчётов для автомобиля КамАЗ 5320, ремонтируемого в зонах ТО и ТР, приведены к нагрузочной характеристике двигателя [13].

Таблица 5.2

Нормативные значения выбросов $e_{\text{C}_{20}\text{H}_{12}}$ для автомобиля КамАЗ 5320

i - режим нагрузки	$C_{\text{C}_{20}\text{H}_{12}}$, $\text{мкг}/\text{м}^3$	$Q_{\text{ОГ}}$, $\text{м}^3/\text{с}$	$m_{\text{C}_{20}\text{H}_{12}}$, $\text{г}/\text{с}$	$m_{\text{C}_{20}\text{H}_{12}}$, $\text{г}/\text{мин}$	$m_{\text{C}_{20}\text{H}_{12}}$, $\text{г}/\text{км}$	$e_{\text{C}_{20}\text{H}_{12}}$, $\text{г}/\text{кВт} \cdot \text{ч}$
ХХ	0,55	0,1314	$7,2 \cdot 10^{-8}$	$4,3 \cdot 10^{-6}$	$1,7 \cdot 10^{-5}$	$8 \cdot 10^{-6}$
$0,25 \cdot N_e$	0,79	0,213	$1,68 \cdot 10^{-7}$	$1 \cdot 10^{-5}$	$2 \cdot 10^{-5}$	$1,2 \cdot 10^{-5}$
$0,5 \cdot N_e$	1,19	0,32	$3,8 \cdot 10^{-7}$	$2,28 \cdot 10^{-5}$	$2,7 \cdot 10^{-5}$	$1,4 \cdot 10^{-5}$
$0,75 \cdot N_e$	3,27	0,4023	$1,31 \cdot 10^{-6}$	$7,86 \cdot 10^{-5}$	$6,73 \cdot 10^{-5}$	$3,29 \cdot 10^{-5}$
N_e	4,7	0,7412	$3,48 \cdot 10^{-6}$	$20,9 \cdot 10^{-5}$	$13,9 \cdot 10^{-5}$	$6,56 \cdot 10^{-5}$

Таблица 5.3

Нормативные значения выбросов $e_{C_{20}H_{12}}$ для ЯМЗ 238 (Acros 530)

i - режим нагрузки	$C_{C_{20}H_{12}}$, мкг/м ³	$Q_{ог}$, м ³ /с	$m_{C_{20}H_{12}}$, г/с	$m_{C_{20}H_{12}}$, г/мин	$m_{C_{20}H_{12}}$, г/км	$e_{C_{20}H_{12}}$, г/кВт ч
XX	0,52	0,1145	$6 \cdot 10^{-8}$	$3,6 \cdot 10^{-6}$	$1,44 \cdot 10^{-5}$	$0,8 \cdot 10^{-5}$
$0,5 \cdot N_e$	1,22	0,404	$4,9 \cdot 10^{-7}$	$2,94 \cdot 10^{-5}$	$3,43 \cdot 10^{-5}$	$1,71 \cdot 10^{-5}$
N_e	3,96	0,675	$2,67 \cdot 10^{-6}$	$16 \cdot 10^{-5}$	$11,2 \cdot 10^{-5}$	$5,38 \cdot 10^{-5}$

Как следует из таблиц 5.2 и 5.3, полученные на основе модельных расчётов нормативные значения $e_{C_{20}H_{12}}$ выбросов $C_{20}H_{12}$ дизельными машинами (КамАЗ 5320 и «Acros-530») хорошо согласуются как с нормами, введёнными и утверждёнными МПР РФ для стационарных дизельных установок, так и с региональными нормами, утверждёнными распоряжением Комитета по обеспечению экологической безопасности Правительства Санкт-Петербурга от 08.12.05г. N309-р.

5.3. Регулировка и настройка топливной аппаратуры двигателей по технико-экологическим параметрам.

5.3.1. Влияние динамики угла опережения впрыска топлива на концентрации вредных веществ.

Подбором топливной аппаратуры и регулированием угла опережения впрыска топлива (УОВТ) можно влиять на максимальную температуру сгорания и период задержки воспламенения топлива [24]. При уменьшении УОВТ снижается максимальная температура цикла, что приводит к снижению концентрации оксидов азота NOx в отработавших газах.

Как показывают эксперименты, при уменьшении УОВТ на 4^0 - 5^0 от паспортной характеристики выбросы NOx снижаются в среднем на 30-35%. Увеличение УОВТ повышает концентрацию NOx на 15-17%. Однако, при этом несколько увеличиваются выбросы монооксида углерода при работе двигателей в диапазоне средних и максимальных нагрузок, а при малых нагрузках работы машины концентрация CO снижается.

Результаты проведенных экспериментов показывают, что уменьшение УОВТ вызывает рост содержания продуктов неполного сгорания топлива, но общая токсичность выбросов не увеличивается, так как выброс наиболее токсичного компонента NO_x значительно снижаются [24].

Концентрация $\text{C}_{20}\text{H}_{12}$ в ОГ мала, но так как он является сильнейшим канцерогеном, то его воздействие на здоровье человека трудно переоценить. Расчетный метод определения концентрации $\text{C}_{20}\text{H}_{12}$ является единственным способом быстрой и достаточно точной оценки, поскольку получение данных экспериментальным путем требует использования громоздкой дорогостоящей специализированной аппаратуры и значительных затрат времени на обработку полученных результатов.

С помощью математической модели, которая представлена в п.2.3, рассчитывались максимальные значения концентрации $\text{C}_{20}\text{H}_{12}$ при различных конструктивных характеристиках двигателя. В таблицах 5.4, 5.5 представлены значения для тепловозов и комбайнов. Символом (*) обозначены паспортные значения угла опережения впрыска топлива (τ).

Зависимость $[\text{C}_{20}\text{H}_{12}]_{\text{max}}$ от угла опережения впрыска топлива.

Таблица 5.4

Режим работы	τ (УОВТ)	$[\text{C}_{20}\text{H}_{12}]_{\text{max}}$	$[\text{C}_{20}\text{H}_{12}]_{\text{вых}}$
ЧМЭ-3			
Номинал	14	6.132	4.341
	19	5.403	4.195
	22*	5.265	4.272
	24	5.582	4.418
	29	5.887	4.833
6-я позиция	14	5.027	4.204
	19	2.998	2.593
	22*	2.761	2.422
	24	2.998	2.569
	29	3.071	2.699
2-я позиция	14	0.879	0.748
	19	0.643	0.586
	22*	0.599	0.554
	24	0.587	0.553
	29	0.553	0.524
2ТЭ116			

Номинал	22	5.715	4.110
	24	5.549	4.058
	26*	4.994	4.155
	28	5.634	4.077
	30	5.657	4.041
11-я позиция	22	3.592	2.823
	24	3.679	2.892
	26*	3.439	2.883
	28	3.622	2.904
	30	3.643	2.877
7-я позиция	22	2.215	1.511
	24	2.205	1.516
	26*	2.056	1.530
	28	2.239	1.630
	30	2.033	1.519

Зависимость $[C_{20}H_{12}]_{\max}$ от угла опережения впрыска топлива.

Таблица 5.5

Режим работы	τ (УОВТ)	$[C_{20}H_{12}]_{\max}$	$[C_{20}H_{12}]_{\text{вых}}$
ЯМЗ-236			
N (100%)	15	12.546	3.884
	20*	10.950	3.949
	25	7.855	4.236
N/2 (50%)	16	1.428	1.420
	19*	2.586	1.284
	22	2.796	1.190
XX (без нагрузки)	13	0.604	0.587
	18*	0.779	0.552
	23	0.774	0.586
ЯМЗ-238			
N (100%)	15	10.519	3.792
	20*	8.641	3.961
	25	7.030	3.884
N/2 (50%)	15	2.469	1.193
	18*	2.407	1.220
	21	2.101	1.286
XX (без нагрузки)	13	0.612	0.593
	18*	0.797	0.530
	23	0.986	0.486

При полной загрузке работы двигателя с уменьшением угла опережения впрыска топлива τ на 5^0 значение $[C_{20}H_{12}]_{\text{вых}}$ уменьшается на 5%.

На холостом ходу и при неполной загрузке работы двигателя (50%N) величина $[C_{20}H_{12}]_{\text{вых}}$ изменяется незначительно.

5.3.2. Влияние динамики начального давления на концентрации вредных веществ.

Причины увеличения выбросов сажи является ухудшение качества распыления топлива форсунками двигателя из-за уменьшения давления топлива в топливной системе, вызванного снижением числа оборотов вала на средних нагрузках и холостом ходу машины. Снижение выбросов сажи на этих режимах может быть достигнуто повышением давления в топливной системе.

Компьютерные расчеты по моделям показали, что на малых нагрузках и холостом ходу выбросы сажи снижаются на 10-12% при увеличении начального давления [24].

Экспериментально было установлено [62], что в процессе горения дизельного топлива на частицы сажи осаждается выделяющийся бенз(а)пирен. Для вычисления концентраций этого канцерогена в зависимости от начального давления (P_0) использовалась математическая модель эмиссии $C_{20}H_{12}$.

В таблицах 5.6, 5.7 представлены результаты этих расчетов для двигателей различных тепловозов и комбайнов соответственно. Символом (*) обозначены паспортные значения P_0 .

Зависимость $[C_{20}H_{12}]_{\max}$ и $[C_{20}H_{12}]_{\text{вых}}$ от P_0

Таблица 5.6

2ТЭ-116	P_0	1.2	1.5	1.8*	1.9	2.0
	$[C_{20}H_{12}]_{\max}$	0.745	0.897	2.056	3.439	4.994
	$[C_{20}H_{12}]_{\text{вых}}$	0.632	0.731	1.530	2.883	4.155
ТЭМ-2М	P_0	1.1	1.2	1.3*	1.4	1.6
	$[C_{20}H_{12}]_{\max}$	0.599	0.743	1.596	3.102	6.633
	$[C_{20}H_{12}]_{\text{вых}}$	0.507	0.602	1.366	2.517	4.309
2ТЭ-10	P_0	1.0	1.2	1.4*	1.6	1.8
	$[C_{20}H_{12}]_{\max}$	0.342	0.605	2.727	3.286	3.910
	$[C_{20}H_{12}]_{\text{вых}}$	0.341	0.604	0.857	2.430	3.906
ЧМЭ-3	P_0	1.0	1.1	1.2*	1.3	1.6
	$[C_{20}H_{12}]_{\max}$	0.627	0.677	1.548	2.998	4.742
	$[C_{20}H_{12}]_{\text{вых}}$	0.596	0.642	1.378	2.569	3.977

При увеличении P_0 на 11 - 33% выбросы бенз(а)пирена увеличиваются в 1.7 – 1.9 раз. При уменьшении P_0 на 17 - 33% выбросы бенз(а)пирена уменьшаются в 0.6 раза.

Зависимости $[C_{20}H_{12}]_{\max}$ и $[C_{20}H_{12}]_{\text{вых}}$ от P_0 .

Таблица 5.7

Модель комбайна	P_0	$[C_{20}H_{12}]_{\max}$	$[C_{20}H_{12}]_{\text{вых}}$
ЯМЗ-236	1.2	0.779	0.552
	1.4*	2.586	1.284
	1.6	10.950	3.949
ЯМЗ-238	1.2	0.797	0.530
	1.6*	2.407	1.220
	2.0	8.641	3.961

При увеличении P_0 на 14 - 25% выбросы бенз(а)пирена увеличиваются в 2.0 раза. При уменьшении P_0 на 14 - 25% выбросы бенз(а)пирена уменьшаются в 0.6 раза.

5.3.3. Влияние динамики коэффициента избытка воздуха на концентрации бенз(а)пирена.

Зависимость концентрации $C_{20}H_{12}$ от коэффициента избытка воздуха α определялась с помощью математической модели, приведенной в п. 2.3. Приведем результаты расчетов для двигателей комбайнов ЯМЗ -236, ЯМЗ-238 и тракторных двигателей Д-240 и Д-120.

Зависимость $[C_{20}H_{12}]_{\max}$ и $[C_{20}H_{12}]_{\text{вых}}$ от коэффициента избытка воздуха α

Таблица 5.8

Режим работы	α	$[C_{20}H_{12}]_{\max}$	$[C_{20}H_{12}]_{\text{вых}}$
ЯМЗ-236			
N (100%)	0.9	24.848	4.076
	1.2	10.677	4.025
	1.5*	10.950	3.949
	1.8	11.204	3.930
	2.1	10.261	2.901
N/2 (50%)	2.7	2.926	1.020
	3.2*	2.586	1.284
	3.7	1.304	1.261
Холостой ход	4.5	0.744	0.589
	5.0*	0.779	0.552
	5.2	0.513	0.510
ЯМЗ-238			
N (100%)	1.1	8.445	3.948
	1.4	7.736	4.032
	1.7*	8.641	3.961
	2.0	8.326	3.983
	2.3	7.280	3.758
N/2 (50%)	2.8	2.755	1.473
	3.3*	2.407	1.220

	3.7	1.371	1.304
Холостой ход	4.4	0.952	0.560
	5.0*	0.797	0.530
	5.2	0.525	0.525
Д-240			
N (100%)	1.0	8.445	3.948
	1.5*	7.736	4.032
	1.6	8.641	3.961
Д-120			
N (100%)	1.0	16.499	3.861
	1.5*	22.694	3.714
	1.7	23.970	3.400
	2.0	12.680	3.969

В таблице 5.8 символом (*) обозначены нормативные значения α .

Увеличение α на 0.6 в комбайновых двигателях на больших оборотах ($N=100\%$) дает уменьшение $[C_{20}H_{12}]_{\text{вых}}$ от 6% до 26%, для тракторных – от 2% до 9%. На малых оборотах двигателя увеличение α дает незначительное уменьшение $[C_{20}H_{12}]_{\text{вых}}$.

5.4. Обеспечение экологической и производственной безопасности обкаточных и ремонтно-обслуживающих предприятий.

Улучшение условий труда при воздействии вредных веществ на работников машиностроительных предприятий является актуальной задачей. Для правильного расчета вентиляции на участках обкатки сельхозмашин требуются надёжные данные о технологическом процессе. Существующие методики ориентированы на годовые выбросы, основанные на приближённых удельных показателях выбросов, определяемых для абстрактных источников загрязнения без учета их индивидуальных свойств и режимов работы. Далее предлагается уточненная методика прогнозирования состояния воздуха рабочей зоны в штатных и аварийных ситуациях, основанная на разработанных авторами моделях, описывающих процессы образования и выделения выбросов от источника.

Технологический цикл изготовления или ремонта машиностроительной техники завершается серийными испытаниями сборочной единицы, т.е. обкаткой машин. Эти испытания сопровождаются выделением в воздух рабочей зоны (РЗ) с отработавшими газами различных вредных веществ (ВВ): оксидов угле-

рода (CO), азота (NO_x), альдегидов (R_xCOH), сажи (C), бенз(а)пирена ($C_{20}H_{12}$), паров дизельного топлива ($ДТ$), а также избытков теплоты. В [11, 14, 37] представлены разработанные авторами математическая модель эмиссии канцерогенов (бенз(а)пирена) и уточненная модель эмиссии оксидов азота. Эти модели позволяют прогнозировать состояние воздуха РЗ в различных ситуациях, в том числе аварийных.

Расчеты накопления ВВ в замкнутом объеме помещения обкатки машин в штатном режиме работы и в аварийной ситуации проводились на примере обкаточного участка сборочного цеха машиностроительного завода. На обкаточном участке предприятия расположены 5 стендов, на которых обкатка производится в номинальном режиме, близком к максимальной мощности. Стенды снабжены местными системами вытяжной вентиляции (отсосами), а также системой общей вентиляции. После обкатки на стенде машина самоходом перемещается на пост заправки и проверки кондиционера. Эти посты не оборудованы местными отсосами. По техническому регламенту испытания сборочной единицы занимают от 45 минут и до нескольких рабочих смен в том случае, если обнаружены неисправности и несоответствия требованиям нормативов и стандартов.

5.4.1. Расчет вентиляции в штатном режиме работы производственного участка.

Для участка обкатки комбайнов в соответствии с [92] максимально-разовый выброс i -го ВВ G_i определяется только на нагрузочном режиме. Расчет производится по формуле:

$$G_i = \frac{M_{спид} \cdot t_{сп} \cdot A_{д} (1 - \varphi_{ог})}{3600}, \text{ г/с} \quad (5.1)$$

где: $M_{\tilde{n}\partial_{i\ddot{A}}}$ - мощность выброса при обкатке на средней мощности комбайна, г/с;
 $t_{\tilde{n}\partial}$ - время обкатки, с.; $A_{д}$ - количество одновременно работающих стендов обкатки машин; $\varphi_{i\partial}$ - эффективность отсоса.

Формула (5.1) для определения максимально-разового выброса i -го ВВ G_i по разработанным моделям токсичности имеет вид:

$$G_i = \frac{Q_{ог} \cdot C_{срi} \cdot t_{ср} \cdot A_d (1 - \varphi_{ог})}{3600}, \quad \text{г/с} \quad (5.2)$$

где: $Q_{ог}$ - объёмный расход ОГ двигателя комбайна при средней мощности обкатки, м³/с; $C_{срi}$ - концентрация i -го ВВ в ОГ двигателя машины при обкатке на средней мощности.

Концентрации для бенз(а)пирена и оксидов азота вычислялись по математическим моделям [11] и [14]. Эффективность местного отсоса $\varphi_{ог}$ у обкаточного стенда в расчётах принимается 95%. Мощность выброса при обкатке соответствующей средней мощности комбайна $M_{огi}$, г/с выбирается из таблиц методики [92]. Максимально-разовые выбросы ВВ в РЗ помещения обкатки комбайнов ACROS 530 с двигателями ЯМЗ-238ДК-1 согласно формуле (5.1):

$$G_{CO} = \frac{M_{срCOд} \cdot t_{ср} \cdot A_d (1 - \varphi_{ог})}{3600} = \frac{0.43 \cdot 60 \cdot 45 \cdot 5 \cdot (1 - 0.95)}{3600} = 0.0806, \quad \text{г/с}$$

$$G_{C_{20H_{12}}} = \frac{M_{срC_{20H_{12}д}} \cdot t_{ср} \cdot A_d (1 - \varphi_{ог})}{3600} = \frac{0.65 \cdot 10^{-6} \cdot 60 \cdot 45 \cdot 5 \cdot (1 - 0.95)}{3600} = 0.1219 \cdot 10^{-6} \quad \text{г/с}.$$

Аналогично получаем:

$$G_{NOx} = 0.06375 \quad \text{г/с}, \quad G_C = 0.01344 \quad \text{г/с}, \quad G_{CnHm} = 0.003375 \quad \text{г/с},$$

$$G_{RxCOH} = 0.0008625 \quad \text{г/с}, \quad G_{SOx} = 0.006356 \quad \text{г/с}, \quad G_{дг} = 0.00639 \quad \text{г/с}.$$

Время обкатки при средней нагрузке работающего комбайна в течение одного часа: $T_{раб}^{PЗ} = A_d \cdot t_{ср} = 5 \cdot 45 \cdot 60 = 13500 \quad \text{с}.$

Расчёт часового максимально-разового выделения вредных веществ в рабочую зону при обкатке производится по формуле: $G_i^{час} = G_i \cdot T_{раб}^{PЗ}$, г/ч.

$$G_{CO}^{час} = G_{CO} \cdot T_{раб}^{PЗ} = 0.0806 \cdot 13500 = 1088.1 \quad \text{г/ч},$$

$$G_{C_{20H_{12}}}^{час} = G_{C_{20H_{12}}} \cdot T_{раб}^{PЗ} = 0.1219 \cdot 10^{-6} \cdot 13500 = 0.001645 \quad \text{г/ч}.$$

Аналогично рассчитываются:

$$G_{NOx}^{час} = 0.06375 \cdot 13500 = 860.6 \quad \text{г/ч}, \quad G_{CnHm}^{час} = 0.003375 \cdot 13500 = 45.56 \quad \text{г/ч},$$

$$G_C^{час} = 0.01344 \cdot 13500 = 181.44 \quad \text{г/ч}, \quad G_{RxCOH}^{час} = 0.0008625 \cdot 13500 = 11.64 \quad \text{г/ч},$$

$$G_{SOx}^{час} = 0.006356 \cdot 13500 = 85.8 \text{ г/ч}, \quad G_{\text{ДТ}}^{час} = 0.00639 \cdot 13500 = 86.26 \text{ г/ч}.$$

Потребные расходы воздуха на общеобменную вентиляцию помещения обкатки определим из уравнения материального баланса:

$$L_{общ}^i = \frac{1000 \cdot G_i^{час}}{ПДК_{P3i} - 0.3 \cdot ПДК_{P3i}}, \text{ м}^3/\text{ч} \quad (5.3)$$

где: $ПДК_{P3i}$ - ПДК i-го ВВ в воздухе, удаляемом из РЗ (например, для $C_{20}H_{12}$ составляет 0,00015 мг/м³); 0.3 ПДК_{P3i} – ПДК i-го ВВ в приточном воздухе (считается, что прилегающая к участку воздушная среда территории загрязнена на 30%), м³/ч.

$$L_{общ}^{C_{20}H_{12}} = \frac{1000 \cdot G_{C_{20}H_{12}}^{час}}{ПДК_{P3i} - 0.3 \cdot ПДК_{P3i}} = \frac{10^3 \cdot 0.001645}{0.00015 - 0.3 \cdot 0.00015} = 15667 \text{ м}^3/\text{ч},$$

$$\text{Аналогично рассчитываются: } L_{общ}^{NOx} = \frac{10^3 \cdot 860.6}{5 - 0.3 \cdot 5} = 245885.7 \text{ м}^3/\text{ч}, \quad L_{общ}^C = 64800 \text{ м}^3/\text{ч},$$

$$L_{общ}^{CnHm} = 216.9 \text{ м}^3/\text{ч}, \quad L_{общ}^{RxCOH} = 33257.1 \text{ м}^3/\text{ч}, \quad L_{общ}^{SOx} = 12257.1 \text{ м}^3/\text{ч}, \quad L_{общ}^{ДТ} = 410.76 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Суммарный потребный воздухообмен на общеобменную вентиляцию помещения обкатки при том, что все рассматриваемые ВВ обладают эффектом суммации: $L_{общ}^{\Sigma'} = L_{общ}^{CO} + L_{общ}^{CnHm} + L_{общ}^{NOx} + L_{общ}^{SOx} + L_{общ}^C + L_{общ}^{RxCOH} + L_{общ}^{ДТ} + L_{общ}^{C_{20}H_{12}} = 449805.2 \text{ м}^3/\text{ч}.$

В соответствии с нормативными документами по расчету вентиляции эффекту суммации подлежат только оксиды углерода, азота и альдегиды:

$$L_{общ}^{\Sigma'} = L_{общ}^{CO} + L_{общ}^{NOx} + L_{общ}^{RxCOH} = 356864.2 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Как видно из результатов расчёта (рис. 5.2, 5.3), наибольшая скорость накопления в воздухе рабочей зоны при обкатке комбайнов под нагрузкой относится к оксидам азота, что позволяет выбирать тип датчиков загазованности.

ляция участка обкатки. Стенды обкатки загружены полностью, местная вентиляция функционирует.

Рассмотрим два случая, когда происходит разрыв одного местного отсоса, при номинальном и среднем режиме нагрузки. На рис.5.4 представлено изменение концентрации ВВ в аварийной ситуации при обкатке комбайнов на номинальном режиме, на рис.5.5 – тот же аварийный сценарий, но при обкатке на среднем режиме. Расчеты проводились по формулам (5.2) и (5.3).

В первом случае до момента отключения поврежденного оборудования (рис.5.4) в течение времени $\tau_{1a} = [100;300]$ секунд в воздухе РЗ происходит накопление ВВ (заштрихованная зона), и наблюдается значительное превышение $ПДК_{PЗ}$ по оксидам азота. Учитывая, что расчет накопления ВВ в РЗ проведен без учета имеющихся фоновых концентраций на момент аварии, то загазованность по NO_x еще более значительна.

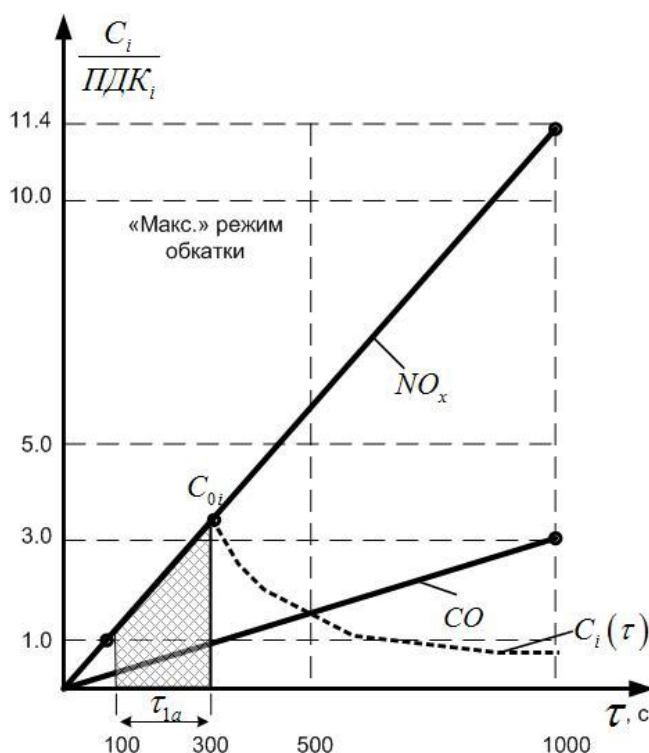


Рис. 5.4 Изменение концентрации ВВ в воздухе в аварийной ситуации при обкатке комбайнов на максимальном режиме.

Для прогноза изменения концентраций ВВ в воздухе РЗ при включении общеобменной (или аварийной) вентиляции использовалась модель рассеивания Селиверстова А.Н. [84]:

$$C_i(\tau) \frac{M_{ep}}{L_{np}} + C_{npi} - \left(\frac{M_{ep}}{L_{np}} + C_{npi} - C_{oi} \right) \cdot e^{-\tau \frac{L_{np}}{V_n}},$$

где: $C_i(\tau)$ - текущая концентрация i -го ВВ в воздухе РЗ; C_{oi} и C_{npi} - начальная концентрация i -го ВВ в воздухе РЗ и концентрация i -го ВВ в приточном воздухе; L_{np} - требуемый воздухообмен на приточную вентиляцию; M_{ep} - выброс ВВ в единицу времени в РЗ; V_n - свободный объем помещения.

Расчеты показали, что во втором случае (при средних режимах обкатки) превышения ПДК не наблюдается (рис. 5.5).

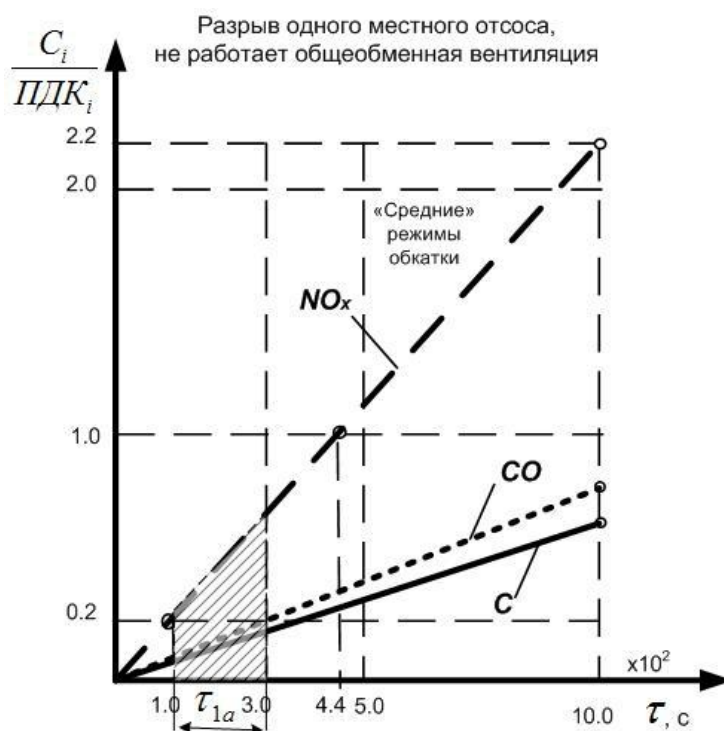


Рис. 5.5 Изменение концентрации ВВ в воздухе РЗ в аварийной ситуации при обкатке комбайнов на среднем режиме.

5.4.3. Определение расчётных воздухообменов для вентиляции участка обкатки машин при выпуске модифицированных комбайнов

Расчеты накопления ВВ в замкнутом объеме помещения обкатки серийных и модифицированных моделей комбайнов в штатном режиме работы проводились на примере обкаточного участка предприятия автотракторного машиностроения.

Проведём сравнительные расчёты производительности общеобменной вентиляции участка обкатки комбайнов для вариантов обкатки серийного ACROS

530, оснащённого двигателем ЯМЗ-238ДК-1 и модифицированного ACROS 540, который комплектуется более мощным английским двигателем Cummins QSC8.3-260 – с электронным управлением, отвечающим английскому стандарту Stage IIIA.

Расчет производительности общеобменной вентиляции для ACROS 530.

В соответствии с [92] максимально-разовый выброс i -го ВВ G_i определяется только на нагрузочном режиме. Расчет производится по формуле (5.1). Формула (5.1) для определения максимально-разового выброса i -го ВВ G_i по [65] имеет вид (5.2). Концентрации для бенз(а)пирена и оксидов азота вычислялись по математическим моделям [30] и [14]. Эффективность местного отсоса $\varphi_{от}$ у обкаточного стенда в расчётах принимается 95%. Мощность выброса при обкатке соответствующей средней мощности комбайна $M_{срД}$, г/с выбирается из таблиц методики [92]. Максимально-разовые выбросы ВВ в помещении обкатки комбайнов ACROS 530 с двигателями ЯМЗ-238ДК-1 по формуле (5.1):

$$G_{CO} = \frac{M_{срСОД} \cdot t_{ср} \cdot A_{д} (1 - \varphi_{от})}{3600} = \frac{0.43 \cdot 60 \cdot 45 \cdot 5 \cdot (1 - 0.95)}{3600} = 0.0806 \text{ г/с}$$

$$G_{C_{20H_{12}}} = \frac{M_{ср C_{20H_{12}Д}} \cdot t_{ср} \cdot A_{д} (1 - \varphi_{от})}{3600} = \frac{0.65 \cdot 10^{-6} \cdot 60 \cdot 45 \cdot 5 \cdot (1 - 0.95)}{3600} = 0.1219 \cdot 10^{-6} \text{ г/с.}$$

Аналогично получаем:

$$G_{NOx} = 0.06375 \text{ г/с}, G_C = 0.01344 \text{ г/с}, G_{CnHm} = 0.003375 \text{ г/с},$$

$$G_{RcCOH} = 0.0008625 \text{ г/с}, G_{SOx} = 0.006356 \text{ г/с}, G_{дт} = 0.00639 \text{ г/с.}$$

Время обкатки при средней нагрузке работающего комбайна в течение одного часа: $T_{раб}^{P3} = A_{д} \cdot t_{ср} = 5 \cdot 45 \cdot 60 = 13500 \text{ с.}$

Расчёт часового максимально-разового выделения вредных веществ в рабочую зону при обкатке производится по формуле: $G_i^{час} = G_i \cdot T_{раб}^{P3}$, г/ч.

$$G_{CO}^{час} = G_{CO} \cdot T_{раб}^{P3} = 0.0806 \cdot 13500 = 1088.1 \text{ г/ч},$$

$$G_{C_{20H_{12}}}^{час} = G_{C_{20H_{12}}} \cdot T_{раб}^{P3} = 0.1219 \cdot 10^{-6} \cdot 13500 = 0.001645 \text{ г/ч.}$$

Аналогично рассчитываются:

$$G_{NOx}^{час} = 0.06375 \cdot 13500 = 860.6 \text{ г/ч}, G_{CnHm}^{час} = 0.003375 \cdot 13500 = 45.56 \text{ г/ч},$$

$$G_C^{чac} = 0.01344 \cdot 13500 = 181.44 \text{ г/ч}, \quad G_{RxCOH}^{чac} = 0.0008625 \cdot 13500 = 11.64 \text{ г/ч},$$

$$G_{SOx}^{чac} = 0.006356 \cdot 13500 = 85.8 \text{ г/ч}, \quad G_{DT}^{чac} = 0.00639 \cdot 13500 = 86.26 \text{ г/ч}.$$

Потребные расходы воздуха на общеобменную вентиляцию помещения обкатки определим из уравнения материального баланса (5.3):

$$L_{общ}^{NOx} = \frac{10^3 \cdot 860.6}{5 - 0.3 \cdot 5} = 245885.7 \text{ м}^3/\text{ч}, \quad L_{общ}^C = 64800 \text{ м}^3/\text{ч}, \quad L_{общ}^{CnHm} = 216.9 \text{ м}^3/\text{ч},$$

$$L_{общ}^{RxCOH} = 33257.1 \text{ м}^3/\text{ч}, \quad L_{общ}^{SOx} = 12257.1 \text{ м}^3/\text{ч}, \quad L_{общ}^{DT} = 410.76 \text{ м}^3/\text{ч}, \quad L_{общ}^{CO} = 77721.4 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Суммарный потребный воздухообмен на общеобменную вентиляцию помещения обкатки при том, что все рассматриваемые ВВ обладают эффектом суммации:

$$L'_{общ} = L_{общ}^{CO} + L_{общ}^{CnHm} + L_{общ}^{NOx} + L_{общ}^{SOx} + L_{общ}^C + L_{общ}^{RxCOH} + L_{общ}^{DT} + L_{общ}^{C20H12} = 449805.2 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

В соответствии с действующими нормативными документами по расчету вентиляции эффекту суммации подлежат оксиды углерода, азота и альдегиды:

$$L_{общ} = L_{общ}^{CO} + L_{общ}^{NOx} + L_{общ}^{RxCOH} = 356864.2 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Как видно из результатов расчёта (рис. 5.4, 5.5), наибольшая скорость накопления в воздухе рабочей зоны при обкатке комбайнов под нагрузкой относится к оксидам азота. Это позволяет выбирать тип датчиков загазованности. Результаты проведенных расчетов потребных воздухообменов для различных двигателей в Acros-540 показаны на рис. 5.6 и 5.7.

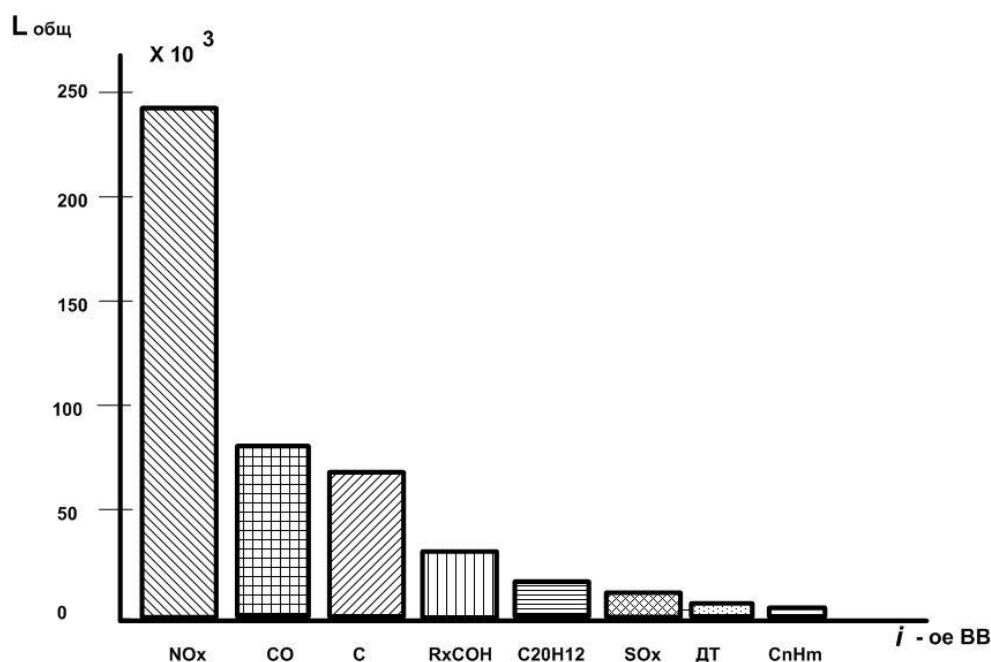


Рис. 5.6. Расчёты потребных воздухообменов участка обкатки ACROS 530 с ЯМЗ-238ДК-1

Расчет производительности общеобменной вентиляции для ACROS 540.

Вычисления произведем по формулам (5.1 – 5.3).

$$L_{общ}^{C20H12} = 5127.1 \text{ м}^3/\text{ч}, \quad L_{общ}^{NOx} = 108362.1 \text{ м}^3/\text{ч}, \quad L_{общ}^C = 16158 \text{ м}^3/\text{ч}, \quad L_{общ}^{CnHm} = 121.7 \text{ м}^3/\text{ч},$$

$$L_{общ}^{RxCOH} = 10945.3 \text{ м}^3/\text{ч}, \quad L_{общ}^{SOx} = 3867.4 \text{ м}^3/\text{ч}, \quad L_{общ}^{ДТ} = 272.6 \text{ м}^3/\text{ч}, \quad L_{общ}^{CO} = 39375.2 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

$$L'_{общ} = L_{общ}^{CO} + L_{общ}^{CnHm} + L_{общ}^{NOx} + L_{общ}^{SOx} + L_{общ}^C + L_{общ}^{RxCOH} + L_{общ}^{ДТ} + L_{общ}^{C20H12} = 184229.3 \text{ м}^3/\text{ч}$$

$$L_{общ} = L_{общ}^{CO} + L_{общ}^{NOx} + L_{общ}^{RxCOH} = 158682.6 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Результаты представлены на рис. 5.7. Расчёты выполнены для пяти обкаточных стендов при работе местной вентиляции с эффективностью 95%. Время обкатки машин в среднем 1 час. Мощности выброса ВВ берутся из [92] и стандарта Stage IIIA.

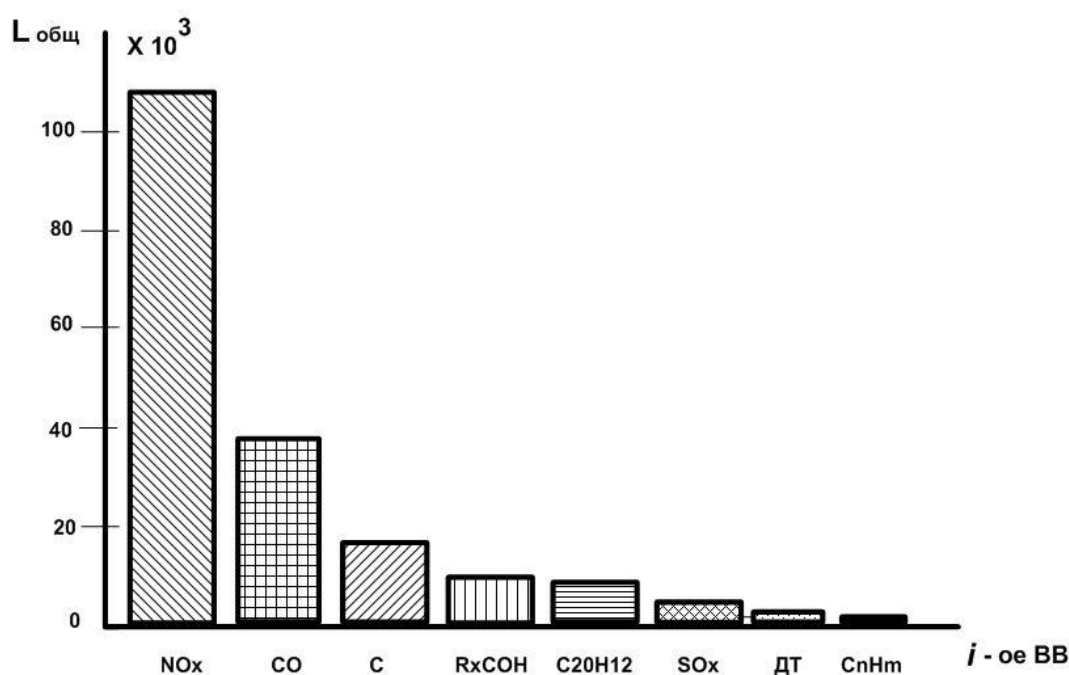


Рис. 5.7. Расчёты потребных воздухообменов участка обкатки ACROS 540 с Cumminis QSC8.3-260

Следует заметить, что в настоящее время по нормативным документам учитываются только оксиды углерода, азота и альдегиды. Мы предлагаем расширить спектр вредных веществ, учитывая выбросы сажи и бенз(а)пирена.

Во-первых, $C_{20}H_{12}$ является самым сильным канцерогеном из всех выделяемых ВВ и во-вторых, как показывают расчеты, потребный воздухообмен сажи и $C_{20}H_{12}$ в сумме сравним с потребным воздухообменом по СО.

5.5 Результаты моделирования распространения вредных веществ в производственных помещениях

Для создания адекватно описывающих реальные физические процессы моделей необходимо:

1. достоверно описать все геометрические особенности вентилируемого объекта в пакетах построения трехмерных моделей (в нашем случае FlexPDE).
2. разработать и построить такую сеточную структуру, чтобы, с одной стороны, ПК или компьютерный кластер, был бы способен на ней найти конечное решение за разумный временной период, например, не превышающий 1 час рабочей смены. С другой стороны, число ячеек в сеточной структуре должно быть достаточным, для выявления тонких структур течения второго и третьего порядка малости по отношению к среднему течению. Это достигается измельчением сеточной системы в критичных, с точки зрения расчетчика, областях.
3. понимание качественной стороны происходящих процессов, с тем чтобы правильно и корректно сформулировать граничные условия задачи.
4. на базе предыдущего опыта, анализа и обобщения результатов других исследователей выбрать модель турбулентности, являющуюся эффективной для описания низкоскоростных потоков с высокой интенсивностью турбулентности.
5. избежать ошибки при совершении процедур 1-4, что достигается не только за счет академической подготовки, но и за счет профессионального практического опыта, обогащенного интуицией разработчика.

Вышеприведённые требования были приняты во внимание, как при разработке математической модели, так и при проведении модельных расчётов, результаты которых представлены в настоящей главе монографии.

5.5.1 Исходные данные для проведения модельных расчётов.

Модельные расчеты были произведены на примере участка обкатки комбайнов крупного предприятия автотракторного машиностроения.

Исходные данные для модельных расчётов:

- геометрические параметры помещения обкатки комбайнов (длина 132 м, ширина 60 м, высота 14 м);
- количество и геометрические размеры стендового оборудования и обкатываемых сборочных единиц;
- время работы, в соответствии с технологическим процессом обкатки;
- виды и расположение источников загрязнения (обкатываемых машин) и рабочих мест;
- степень эффективности местных отсосов;
- интенсивность движения газо-воздушных потоков (входные и выходные скорости);
- интенсивность выделения ВВ от источников на основе удельных показателей выбросов и расчётных значений, полученных по регрессионным полиномам в зависимости от режима обкатки (рассматривались выбросы оксидов азота и углерода);
- три схемы организации движения газо-воздушных потоков в вентилируемом помещении с различным расположением воздухораспределителей системы механической вентиляции, а также приточных и вытяжных отверстий (рис.5.8,5.9,5.10);
- расчётный период года (“теплый” и “холодный”).

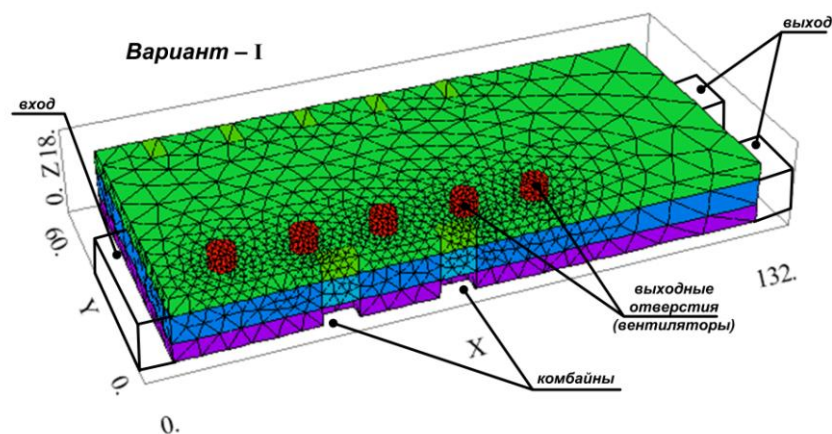


Рис. 5.8 – Расчётная схема организации движения газо-воздушных потоков в помещении обкатки комбайнов («Вариант I»).

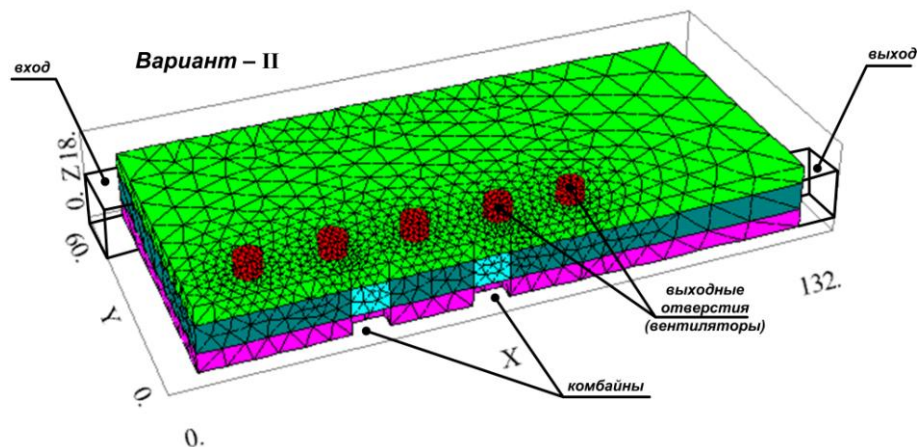


Рис. 5.9 – Расчётная схема организации движения газо-воздушных потоков в помещении обкатки комбайнов («Вариант II»).

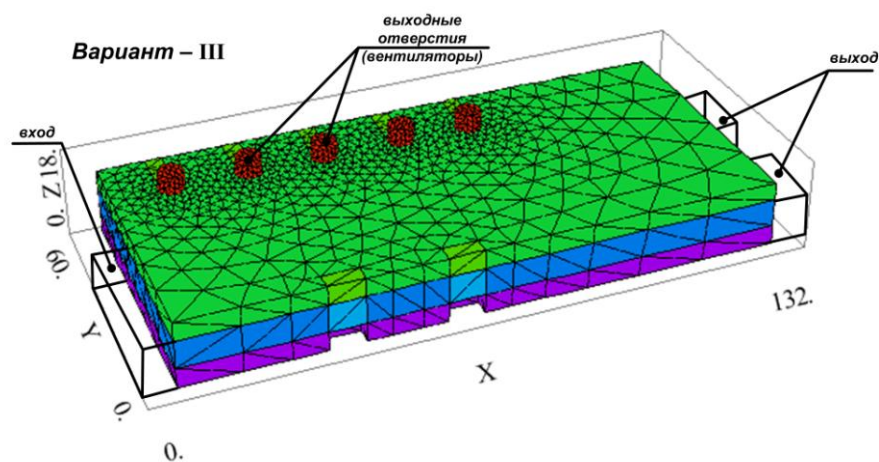


Рис. 5.10 – Расчётная схема организации движения газо-воздушных потоков в помещении обкатки комбайнов («Вариант III»).

Таблица 5.4

Максимально-разовые выбросы вредных веществ на режимах обкатки
комбайнов ACROS 530

Режим об- катки ма- шины	Концентрация ВВ в отработавших газах источника					
	оксид углерода, г/с		оксиды азота, г/с		альдегиды, г/с	
	норма	авария	норма	авария	норма	авария
полная на- грузка	0,0960	0,9600	0,0945	0,9450	-	-
средние режимы нагрузки	0,0242	0,2420	0,01912	0,19120	0,000345	0,00345
холостой ход	0,0019	0,0420	0,00816	0,08160	0,0000645	0,000645

Таблица 5.5

Максимально-разовые выбросы вредных веществ на режимах обкатки
комбайнов ACROS 540

Режим обкат- ки машины	Концентрация ВВ в отработавших газах источника			
	оксид углерода, г/с		оксиды азота, г/с	
	норма	авария	норма	авария
полная на- грузка	0,02	0,20	0,02	0,20
средние ре- жимы нагруз- ки	0,01	0,10	0,01	0,1

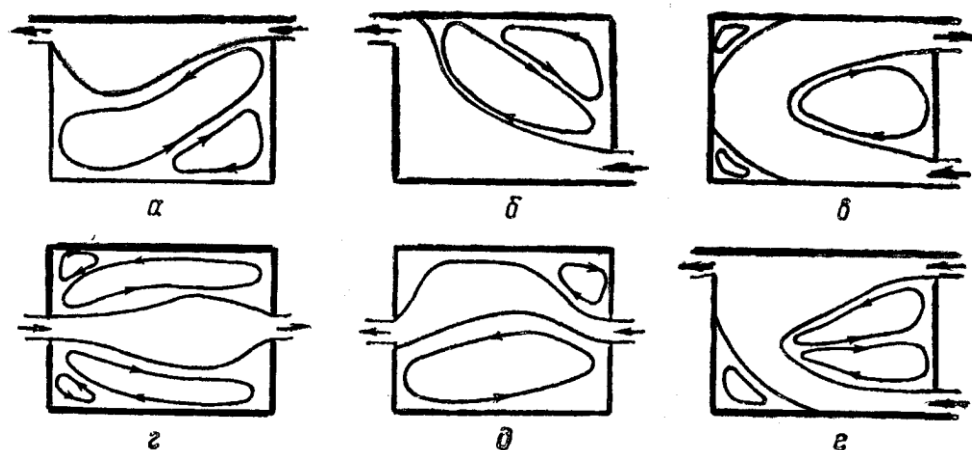


Рис. 5.11. Движение воздушных потоков при различных способах размещения приточных и вытяжных отверстий

Из различных схем организации движения газо-воздушных потоков (рис. 5.11) для последующих модельных расчётов были выбраны схемы *г* и *б*, которые соответствуют различным условиям ассимиляции вредных веществ. Если на рис. 5.11 *г* имеет место симметрия газовых потоков и проветривание достаточно хорошее - образуются две относительно небольшие зоны застоя при вентиляции, то на рис. 5.11 *б* – реализован случай вентилирования помещения, когда поток расположен ассиметрично по отношению к приточным и вытяжным отверстиям – недостаточное проветривание верхней части помещения (образуется большая зона застоя воздуха). Эти два крайних случая нами выбраны как показательные (границные) и они соответствуют Вариантам 1 и 2. Также при моделировании рассмотрен Вариант 3, когда меняется местоположение вытяжных воздухораспределителей системы механической вентиляции.

При проведении модельных расчётов рассмотрены как штатные режимы работы оборудования на участке обкатки комбайнов, так и различные аварийные ситуации, которые оказывают существенное влияние на формирование полей концентраций ВВ и опасных зон загазованности в помещении.

Под **штатным режимом** понимается исправная работа всех видов оборудования и систем вентиляции производственного помещения. Загазованность

воздуха рабочей зоны создаётся лишь за счёт выделения ВВ от источников, оборудованных негерметичными местными отсосами, а также от мест проверки работы кондиционеров комбайнов, которые вообще не оснащены системой локальной вытяжной вентиляции. Таким образом, загазованность определяется фоном, полученным от всех источников загрязнения.

Под *аварийными ситуациями* на участке обкатки машин понимаются вероятные случаи разрыва местных отсосов, которыми оборудованы все стенды обкатки комбайнов, а также ситуация, когда внезапно выключается общеобменная и аварийная механическая вентиляция. Это наиболее типичные аварийные ситуации для рассматриваемого производства. Рассмотрены наиболее вероятные и неблагоприятные случаи, причём моделировалась и срабатывание систем защиты (ручное и автоматическое отключение оборудования, включение аварийной вентиляции и т.д.).

В п. 5.4.2 представлен расчёт вероятности разрыва местного отсоса на участке.

5.5.2. Математическое определение вероятности возникновения аварийной ситуации на участке обкатки комбайнов

На участке обкатки одновременно работают пять стендов, оборудованных локальной вентиляцией. Вероятность возникновения аварийной ситуации (разрыв местного отсоса) определяется формулой Бернулли:

$$p_n(k) = C_n^k \cdot p^k \cdot q^{n-k}$$

где n – число стендов; k – число отказов; $C_n^k = \frac{n!}{(n-k)!k!}$ – число сочетаний; p – вероятность отказа (разрыва одного отсоса) в течении 8 часового рабочего дня; $q = 1 - p$ – вероятность безотказной работы местного отсоса.

В нашем случае $k = 1, 2, 3, 4, 5$; $k! = 1 \cdot 2 \cdot 3 \cdot \dots \cdot n$.

Наивероятнейшее число отказов: $n \cdot p - q \leq k_0 \leq n \cdot p + q$.

Подставляя численные значения, получим $5 \cdot \frac{1}{40} - \frac{39}{40} \leq k_0 \leq 5 \cdot \frac{1}{40} + \frac{39}{40}$, следовательно, имеем $-0,4 \leq k_0 \leq 1,4$.

Согласно произведенному расчету, наиболее вероятной аварийной ситуацией в момент времени t является авария на одном стенде. Таким образом, при моделировании рассматривается разрыв местного отсоса от одного стенда, расположенного на участке обкатки. При этом учитываются случаи геометрически разных месторасположений предполагаемого аварийного стенда в помещении участка. Наиболее неблагоприятные ситуации из них, когда разрывается местный отсос либо крайне правый, либо средний. Как показывают расчеты, событие, когда выходят из строя одновременно два местных отсоса является маловероятным.

5.5.3. Определение эффективности местных отсосов

Одним из важнейших параметров, влияющих на достоверность рассчитываемых полей концентраций ВВ в исследуемых помещениях является степень эффективности применяемых местных отсосов. Данная величина зависит от конструкции и вида применяемых отсосов. Степень герметичности вытяжных зондов определяет как количество поступающих в помещение ВВ в единицу времени, так и величину потребных воздухообменов, которые должны быть рассчитаны на выделяемые вредности. В настоящей монографии определение эффективности местных отсосов осуществлялось расчетным путем по методике, предложенной в [77]. Ниже представлен расчет.

Расчет эффективности вытяжного зонда козырькового типа.

Исходные данные: источник установлен на основании; $d=0,25$ м – диаметр источника выделения ВВ; объем удаляемого воздуха от местного отсоса $L_{м.о.} = 3000$ м³/ч (по паспортным данным); количество выделяющегося конвективного тепла $Q_0=191540$ Вт; количество выделяющихся вредностей – оксида углерода 6156 г/ч, оксидов азота 9324 г/ч (просчитана по выведенным в диссертационной работе полиномиальным зависимостям на максимальной нагрузке); кратность воздухообмена в помещении $k_p=8$ ч⁻¹; приточный воздух подает-

ся через воздухораспределители типа ВПП-52; скорость выхода воздуха из решеток $v = 3,0$ м/с; подвижность воздуха в помещении $v_{II} = 0,46$ м/с; свободный объем помещения $V_{II} = 108057$ м³; температура внутри помещения $t = 29$ °С; фоновые концентрации оксида углерода и оксидов азота равны нулю.

Аналитическое определение эффективности отсоса. Поправочный коэффициент на скоростное давление для воздухораспределителя ВПП -52 $\xi = 2,0$.

$$\text{Энергия приточных струй } \varepsilon_{II} = \kappa_p \cdot \frac{\xi \cdot v^2}{2} = 8 \cdot \frac{2 \cdot 3^2}{2 \cdot 3600} = 0,02 \text{ м}^2 / \text{с}^3.$$

$$\text{Энергия движущихся предметов } \varepsilon_{ДП} = 0.$$

Коэффициент пропорциональности для источника, установленного на основании $C = 34,3 \cdot 10^{-6}$. Плотность воздуха при температуре, равной температуре помещения $\rho_g = 1,189 \text{ кг} / \text{м}^3$.

$$\text{Теплонапряжённость объема помещения } \bar{Q} = \frac{Q_0}{V_{II}} = \frac{191540}{108057} = 1,77 \text{ Вт} / \text{м}^2.$$

$$\text{Расстояние от источника до полюса струи } z_{II} = 1,7 \cdot d = 1,7 \cdot 0,25 = 0,425 \text{ м}.$$

Расстояние от источника до рассматриваемой точки $z_{II} = x = 0 \text{ м}$ (полное укрытие).

$$\text{Расстояние от полюса струи до рассматриваемой точки } z = z_{II} + z_{II} = 0,425 + 0 = 0,425 \text{ м}.$$

$$\text{Расстояние от источника до рассматриваемой точки } z_{II} = x = 0,2 \text{ м (для вытяжного зонта), } z = z_{II} + z_{II} = 0,425 + 0,2 = 0,625 \text{ м}$$

Энергия тепловой струи:

$$\varepsilon_{TC} = C \cdot \frac{\bar{Q}}{\rho_B} \cdot z = 34,3 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{1,77 \cdot 0,425}{1,189} = 0,0000217 \text{ м}^2 / \text{с}^2.$$

$$\varepsilon_{TC} = C \cdot \frac{\bar{Q}}{\rho_B} \cdot z = 34,3 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{1,77 \cdot 0,625}{1,189} = 0,0000319 \text{ м}^2 / \text{с}^2.$$

Энергия воздушных потоков помещения:

$$\varepsilon = \varepsilon_{II} + \varepsilon_{TC} = 0,02 + 0,0000319 = 0,02 \text{ м}^2 / \text{с}^2.$$

Определяющий размер: местного отсоса $l = d = 0,5 \text{ м}$; помещения $l = \sqrt{F} = \sqrt{14 \cdot 60} = 29 \text{ м}$.

Коэффициенты турбулентного обмена в плоскости в общем виде определяются по формуле:

$$A_{\text{Их}} = A_{\text{Ил}} = 0,25 \cdot \left[K_p \cdot \frac{\xi \cdot v^2}{2} + C \cdot \frac{\bar{Q}}{\rho_s} \cdot z \right]^{1/3} \cdot (\sqrt{F})^{4/3}$$

Тогда, для: - местного отсоса $A_0 = 0,25 \cdot 0,02^{1/3} \cdot 0,5^{4/3} = 0,027144 \text{ м}^2 / \text{с}$; - помещения $A_{\text{П}} = 0,25 \cdot 0,02^{1/3} \cdot 29^{4/3} = 6,04 \text{ м}^2 / \text{с}$.

Расстояние от местного отсоса до источника $x=0,2 \text{ м}$.

Относительное расстояние $\bar{x} = x/d = 0,2/0,5 = 0,4$.

Относительная скорость воздуха при механической системе вентиляции на расстоянии x : при $\bar{x} < d$ - $\bar{v}_x = 0,33$.

Скорость воздуха во всасывающем отверстии:

$$v_0 = \frac{3000}{0,785 \cdot 0,5^2 \cdot 3600} = 4,24 \text{ м/с}.$$

Скорость воздуха на расстоянии x (на выходе из источника):

$$v_x = \bar{v}_x \cdot v_0 = 0,3 \cdot 4,24 = 1,27 \text{ м/с}.$$

Отношение $z/d = 0,625/0,25 = 2,5 \text{ м}$, следовательно, местный отсос установлен на разгонном участке струи.

Скорость потока над источником на расстоянии $x=0,2 \text{ м}$:

$$v_M = 0,0425 \cdot \left(\frac{Q_1 \cdot x}{r^2} \right)^{1/3} = 0,0425 \cdot \left(\frac{191540 \cdot 0,2}{0,125^2} \right)^{1/3} = 5,73 \text{ м/с}.$$

Расход воздуха в сечении, параллельном местному отсосу на расстоянии x :

$$L_x = F_v = 0,785 \cdot 0,5^2 \cdot 1,27 \cdot 3600 = 897,25 \text{ м}^3 / \text{ч}.$$

Расстояние, где скорость воздуха на входе во всасывающее отверстие местного отсоса равна подвижности воздуха в помещении, определяется из условия, что в данной точке $v_x = v_{\Pi}$.

$$x = x_{\Pi} = 0,492 \text{ м}, \quad x' = x_{\Pi} - x = 0,5 - 0,2 = 0,3 \text{ м}, \quad \bar{x}' = \frac{x'}{r} = \frac{0,232}{0,25} = 1,168.$$

Относительная скорость $\bar{v}_{x'}$ для расстояния x' :

$$\bar{v}_{x'} = 1 - \frac{\bar{x}}{\sqrt{1 + \bar{x}^2}} = 1 - \frac{1,168}{\sqrt{1 + 1,168^2}} = 0,24 \text{ м/с}.$$

Скорость воздуха на расстоянии x' : $v_{x'} = 0,24 \cdot 1,27 = 0,305 \text{ м/с}$.

Концентрации ВВ над центром источника (на примере оксида углерода):

$$C_{CO} = \frac{6156 \cdot 1000}{3000} = 2052 \text{ мг/м}^3, \quad C_{NO_x} = \frac{9324 \cdot 1000}{3000} = 3108 \text{ мг/м}^3.$$

На краю источника: $C_{XCO} = 1,02 \cdot 2052 \cdot e^{-1,27 \cdot 0,15 / 0,027144} = 2,0 \text{ мг/м}^3$.

При $v/v_{\Pi} \geq 2$ количество ВВ, направленных в противоположную сторону от местного отсоса: $G_x = \frac{L_x \cdot C_x}{1 - e^{-vx/A_x}} = \frac{897,25 \cdot 2,0}{1 - e^{-1,27 \cdot 0,492 / 0,027144}} = 1812,63 \text{ г/ч}$

Эффективность работы местного отсоса по оксиду углерода:

$$\varphi_{OT} = \frac{6156 - 1812}{6156} \cdot 100\% = 70,6\%.$$

Эффективность работы местного отсоса по оксидам азота:

$$\varphi_{OT} = \frac{9324 - 2424}{9324} \cdot 100\% = 74,0\%.$$

Эффективность шланговых местных отсосов шведского производства “СовПлим” равна 90-95%. Данные высокогерметичные отсосы в последнее время получили распространение на различных машиностроительных и ремонтных предприятиях.

Таким образом, при проведении модельных расчётов в зависимости от конструкции и типа местного отсоса принимали $\varphi_{OT} = 70\%$ и $\varphi_{OT} = 90\%$.

5.5.4. Определение коэффициентов турбулентного обмена

Доминирующее влияние на поля концентраций ВВ оказывают коэффициенты турбулентного обмена, входящие в основное модельное уравнение массопереноса. В 3-ей главе монографии представлены теоретические основы их определения. Коэффициенты турбулентного обмена помещения A_{Π} пропорциональны диссипируемой энергии и определяющему размеру рассматриваемого источника. Для вентилируемых помещений, зная величину энергии, поступающей в помещение, и определяющий размер источника, можно определить коэффициент турбулентного обмена в плоскости (x, y), м²/с:

$$A_x = A_y = 0,25 \cdot \varepsilon^{1/3} \cdot l_{\Pi}^{4/3} \quad (5.3)$$

где: ε - кинетическая энергия воздушных потоков в помещении; l_{Π} - определяющий размер помещения, равный для прямоугольных отверстий и сечений неправильной формы $l_{\Pi} = \sqrt{F}$, м, где F - площадь сечения помещения перпендикулярная направлению движения воздушных потоков.

Кинетическая энергия воздушных потоков помещения складывается в основном из энергий приточных и тепловых струй: $\varepsilon = \varepsilon_{\Pi C} + \varepsilon_{TC}$. В свою очередь, энергия приточных струй равна $\varepsilon_{\Pi C} = \kappa_p \cdot \frac{\xi \cdot v^2}{2} = \frac{L}{V_{\Pi}} \cdot \frac{\xi \cdot v^2}{2}$, а энергия тепловых струй определяется из выражения $\varepsilon_{TC} = \frac{E_{TC}}{G_{\Pi}} = \frac{g \cdot \bar{Q} \cdot z}{C_p \cdot T_0 \cdot \rho} \cdot \frac{1+n}{4}$. Как следует из вышеприведённых зависимостей, энергия воздушных потоков зависит от кратности воздухообмена помещения K_p , характеристик воздухораспределителей ξ, v , а также от теплонапряжённости помещения $\frac{Q_{\text{я}}}{V_{\Pi}}$.

Расчет коэффициентов турбулентного обмена в плоскости A_x и A_y

1. Для выбранного нами помещения участка обкатки ООО «КЗ Ростсельмаш» определим максимально-разовый выброс i -го ВВ G_i по формуле:

$$G_i = \frac{Q_{\text{срОГ}} \cdot C_{\text{ср}i} \cdot t_{\text{ср}} \cdot A_{\text{д}} \cdot (1 - \varphi_{\text{ОГ}})}{3600}, \text{ г/с}, \quad (5.4)$$

где Q_{cpOG} - объёмный расход ОГ двигателя комбайна при средней мощности обкатки, м³/с; C_{cpi} - концентрация i -го ВВ в ОГ двигателя машины при обкатке на средней мощности; $M_{cpi} = Q_{cpOG} \cdot C_{cpi}$ - интенсивность выделения i -го ВВ, г/с; A_d - число стендов обкатки машин, оборудованных системой местной вентиляции; t_{cp} - среднее время обкатки, мин.

Согласно приведенным в п. 2.5 полиномиальным зависимостям, концентрации ВВ в ОГ источника загрязнения равны:

$$C_{CO} = 2.1943 \cdot \bar{N}^2 - 1.8743 \cdot \bar{N} + 0.7903, \text{ г/м}^3;$$

$$C_{NO_x} = -7.3760 \cdot \bar{N}^3 + 7.2940 \cdot \bar{N}^2 + 2.0090 \cdot \bar{N} + 0.5090, \text{ г/м}^3;$$

$$C_{R_xCOH} = 0.0787 \cdot \bar{N}^2 - 0.0647 \cdot \bar{N} + 0.0152, \text{ г/м}^3.$$

Расчет массового выделения ВВ (интенсивность выброса ВВ) произведён на средний режим обкатки при разных значениях φ_{OT} .

$$M_{cp}(CO) = 0,404 \cdot (2,1943 \cdot 0,5^2 - 1,8743 \cdot 0,5 + 0,7903) = 0,162 \text{ г/с};$$

$$M_{cp}(NO_x) = 0,404 \cdot (-7,376 \cdot 0,5^3 + 7,294 \cdot 0,5^2 + 2 \cdot 0,5 + 0,509) = 0,974 \text{ г/с};$$

$$M_{cp}(R_xCOH) = 0,404 \cdot (0,0787 \cdot 0,5^2 - 0,0647 \cdot 0,5 + 0,0152) = 0,001 \text{ г/с}.$$

Тогда имеем максимально-разовый выброс в РЗ оксида углерода:

$$\text{при } \varphi_{OT}=0,7 \quad G_{CO} = \frac{0,162 \cdot 60 \cdot 45 \cdot 5 \cdot (1-0,7)}{3600} = 0,1823 \text{ г/ч};$$

$$\text{при } \varphi_{OT}=0,9 \quad G_{CO} = \frac{0,162 \cdot 60 \cdot 45 \cdot 5 \cdot (1-0,9)}{3600} = 0,0608 \text{ г/ч}.$$

Аналогично максимально-разовый выброс в РЗ оксидов азота:

$$\text{при } \varphi_{OT}=0,7 \quad G_{NO_x} = \frac{0,974 \cdot 60 \cdot 45 \cdot 5 \cdot (1-0,7)}{3600} = 0,974 \text{ г/ч};$$

$$\text{при } \varphi_{OT}=0,9 \quad G_{NO_x} = \frac{0,974 \cdot 60 \cdot 45 \cdot 5 \cdot (1-0,9)}{3600} = 0,3652 \text{ г/ч}.$$

Время обкатки комбайна при средней нагрузке двигателя в течение 1 часа:

$$T_{раб}^{P3} = A_d \cdot t_{cp} = 5 \cdot 45 \cdot 60 = 13500 \text{ с}.$$

Максимально-разовое выделение ВВ в РЗ при обкатке: $G_i^{час} = G_i \cdot T_{раб}^{P3}, \text{ г/ч}.$

Для $\varphi_{OT}=0,7$: $G_{CO} = 0,1823 \cdot 13500 = 2460,32 / ч$; $G_{NO_x} = 0,974 \cdot 13500 = 131492 / ч$.

2. Определим затем потребные расходы воздуха на общеобменную вентиляцию помещения обкатки $L_{обц}^i$. Для установившегося воздушно-теплого режима помещения ($t \rightarrow \infty$) и при равномерном распределении концентраций по высоте воспользуемся уравнением материального баланса []:

$$L_{обц}^i = \frac{1000 \cdot G_{час}^i}{ПДК_{рзi} - 0,3 \cdot ПДК_{прz}}, м^3/ч, \quad (5.5)$$

где ПДК_{рзi} - ПДК i-го ВВ в воздухе, удаляемом из РЗ (например, для Б(а)П составляет 0,00015 мг/м³); 0,3 ПДК_{рзi} - ПДК i-го ВВ в приточном воздухе (считается, что прилегающая к участку воздушная среда территории загрязнена на 30%).

Формула (5.5) получена из уравнения материального баланса в самом общем виде, описывающего распределение массовых потоков воздуха и ВВ в замкнутом помещении $L_{пр} \cdot C_{пр} + G_i = L_{выт} \cdot C_{уд}$, где $L_{пр}$, $L_{выт}$ - производительность приточной и вытяжной вентиляции соответственно, м³/ч, G_i - максимально-разовая масса выделяемого в единицу времени в технологическом процессе i-го ВВ, г/ч; $C_{пр}$, $C_{уд}$ - концентрация ВВ в РЗ и в приточном воздухе, мг/м³. Потребные воздухообмены равны:

Для $\varphi_{OT}=0,7$:

$$L_{обц}^{CO} = \frac{10^3 \cdot 2460,3}{20 - 0,3 \cdot 20} = 175736 м^3 / ч; \quad L_{обц}^{NO_x} = \frac{10^3 \cdot 13149}{5 - 0,3 \cdot 5} = 3756856 м^3 / ч.$$

Для $\varphi_{OT}=0,9$:

$$G_{CO} = 0,06075 \cdot 13500 = 820,02 / ч; \quad G_{NO_x} = 0,3652 \cdot 13500 = 49302 / ч$$

$$L_{обц}^{CO} = \frac{10^3 \cdot 820,0}{20 - 0,3 \cdot 20} = 58571 м^3 / ч; \quad L_{обц}^{NO_x} = \frac{10^3 \cdot 4930}{5 - 0,3 \cdot 5} = 1408571 м^3 / ч.$$

3. Определим необходимую кратность воздухообмена помещения участка обкатки κ_p при различных φ_{OT} расчётом на выделение вредностей.

$$\text{Для } \varphi_{OT}=0,9 \quad \kappa_p = \frac{L_{обц}^{CO} + L_{обц}^{NO_x}}{V_{Псв}} = \frac{58571 + 1408571}{108057} = 13,57 ч^{-1};$$

$$\text{для } \varphi_{OT}=0,7 \quad \kappa_p = \frac{175736 + 3756856}{108057} = 36,3 ч^{-1}.$$

В соответствии со СНиП 2.04.05-90(2000) в помещениях высотой более 6 м аварийная вентиляция совместно с основной должна обеспечивать удаление не менее $50 \text{ м}^3/\text{ч}$ воздуха на 1 м^2 площади пола. Учитывая, что системы вентиляции исследуемого помещения участка обкатки запроектированы в соответствии с нормативными документами, получим реальную кратность $\kappa_p = \frac{60 \cdot 132 \cdot 50}{108057} = 3,61 \text{ ч}^{-1}$, которую в дальнейшем учитываем в расчётах по модели.

Энергия приточных струй равна:

$$\varepsilon_{ПС} = \kappa_p \cdot \frac{\xi \cdot v^2}{2} = 3,61 \cdot \frac{2,0 \cdot 2,5^2}{2 \cdot 3600} = 0,00627 \text{ м}^2 / \text{с}^3.$$

Для расчета энергии тепловых струй определяем явное тепlopоступление в помещение. Явное тепlopоступление в помещение учитывается для источников, оборудованных местными отсосами, как $Q_{Я} = C_{\rho OG}^{\max} \cdot Q_{OG}^{\max} \cdot (T_{OG}^{\max} - T_0) \cdot (1 - \varphi_{OG}) \cdot A_d$, кВт, а для источников ими не оборудованных $Q_{Я} = C_{\rho OG}^{\max} \cdot Q_{OG}^{\max} \cdot (T_{OG}^{\max} - T_0) \cdot A_d$, кВт, где $C_{\rho OG}^{\max}, C_{\rho OG}^{XX}$ - изобарные теплоемкости ОГ на режимах максимальной нагрузки и холостого хода, Дж/кг К; $T_{OG}^{\max}, T_{OG}^{XX}$ - температура ОГ при максимальной нагрузке и на холостом ходу, К; A_d - количество стенов.

Тогда получим:

- для рабочих мест, оборудованных местными отсосами

$$Q'_{Я} = 0,83 \cdot 0,3429 \cdot (273 + 400) \cdot (1 - 0,7) \cdot 5 = 287,3 \text{ кВт};$$

- для рабочих мест, не оборудованных местными отсосами

$$Q''_{Я} = 1,0 \cdot 0,116 \cdot (273 + 200) \cdot 1 \cdot 3 = 164,6 \text{ кВт}.$$

Суммарное тепловыделение равно $Q_{\Sigma} = 287,3 + 164,6 = 451,9 \text{ кВт}$.

Теплонапряженность объема помещения участка:

$$\bar{Q} = \frac{Q_{\Sigma}}{V_{П}} = \frac{451900}{108057} = 4,18 \text{ Вт} / \text{м}^3.$$

$$\varepsilon_{ТС} = C \cdot \frac{\bar{Q}}{\rho_B} \cdot z = 34,3 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{4,18}{1,189} \cdot 1,35 = 0,000163 \text{ м}^2 / \text{с}^3.$$

Расстояние от полюса до рассматриваемой точки $z=z_{\Pi}+z_{и}=0,85+0,5=1,35$ м;
 $z_{\Pi}=1,7 \cdot d=1,7 \cdot 0,5=0,85$ м.

Суммарная кинетическая энергия равна
 $\varepsilon_{\Sigma}=0.00627+0.000163=0.00643 \text{ м}^2/\text{с}^3$.

Тогда коэффициенты турбулентного обмена помещения участка обкатки комбайнов, в зависимости от кратности воздухообмена определим по формуле (5.2):

При $k_p=3,61 \text{ ч}^{-1}$ получим $A_{\Gamma x}=A_{\Gamma y}=0,25 \cdot 0,00643^{1/3} \cdot 29^{4/3}=4,1 \text{ м}^2/\text{с}$;

При $k_p=8,0 \text{ ч}^{-1}$ получим $A_{\Gamma x}=A_{\Gamma y}=0,25 \cdot 0,01388^{1/3} \cdot 29^{4/3}=5,35 \text{ м}^2/\text{с}$;

При $k_p=1 \text{ ч}^{-1}$ имеем $A_{\Gamma x}=A_{\Gamma y}=1,14 \text{ м}^2/\text{с}$.

Таким образом, расчётные коэффициенты турбулентного обмена для различных условий в исследуемом помещении представлены в виде таблицы 5.3.

Таблица 5.3.

Коэффициенты турбулентного обмена в плоскости среза РЗ (х, у) при различных условиях вентилирования помещения обкатки комбайнов

Кратность воздухообмена k_p , ч^{-1}	Коэффициенты турбулентного обмена A_x и A_y , $\text{м}^2/\text{с}$	Примечание
1,0-1,5	1,14-1,4	Естественная вентиляция
2,0-2,2	3,1-3,2	Принудительная общеобменная вентиляция (холодный период года)
3,6	4,1	Принудительная общеобменная вентиляция (тёплый период года) по СНиП 2.04.05-90(2000)
8,0	5,35	Принудительная общеобменная вентиляция (расчёт по вредностям)
10,0	5,76	Аварийная вентиляция
14,0	6,1	Аварийная вентиляция

Расчет коэффициентов турбулентного обмена A_z

Коэффициент турбулентного обмена A_z по высоте помещения найдем из зависимости, предложенной Берляндом М.Я. для наибольших классов устойчивости воздушной среды, что допустимо для исследуемых помещений.

Коэффициент турбулентного обмена A_z рассчитывается по формуле $A_z \approx A_{z=1} \cdot \left(\frac{z}{z_1}\right)$, где $A_{z=1}$ - коэффициент турбулентного обмена на высоте 1 м, $A_{z=1}=0,2 \text{ м}^2/\text{с}$ для помещений с естественной вентиляцией и $A_{z=1}=0,4 \text{ м}^2/\text{с}$ для помещений, оборудованных общеобменной вентиляцией - класс устойчивости воздушной среды 6, что характерно для замкнутых помещений; $z_1 = 1 \text{ м}$, $z = 0-14 \text{ м}$ - текущая высота помещения для рассматриваемого участка обкатки.

Для помещений только с естественной вентиляцией или в аварийной ситуации (при неработающей системе механической общеобменной вентиляции) получим следующие коэффициенты турбулентного обмена A_z :

$$A_2 = A_1 \cdot \left(\frac{2}{1}\right) = 0,2 \cdot 2 = 0,4 \text{ м}^2 / \text{с} - \text{высота } 2 \text{ м};$$

$$A_4 = A_1 \cdot \left(\frac{4}{1}\right) = 0,2 \cdot 4 = 0,8 \text{ м}^2 / \text{с} - \text{высота } 4 \text{ м};$$

$$A_6 = A_1 \cdot \left(\frac{6}{1}\right) = 0,2 \cdot 6 = 1,2 \text{ м}^2 / \text{с} - \text{высота } 6 \text{ м};$$

$$A_8 = A_1 \cdot \left(\frac{8}{1}\right) = 0,2 \cdot 8 = 1,6 \text{ м}^2 / \text{с} - \text{высота } 8 \text{ м};$$

$$A_{12} = A_1 \cdot \left(\frac{12}{1}\right) = 0,2 \cdot 12 = 2,4 \text{ м}^2 / \text{с} - \text{высота } 12 \text{ м}.$$

Для помещений, оборудованных приточно-вытяжной вентиляцией:

$$A_2 = A_1 \cdot \left(\frac{2}{1}\right) = 0,4 \cdot 2 = 0,8 \text{ м}^2 / \text{с} - \text{высота } 2 \text{ м};$$

$$A_4 = A_1 \cdot \left(\frac{4}{1}\right) = 0,4 \cdot 4 = 1,6 \text{ м}^2 / \text{с} - \text{высота } 4 \text{ м};$$

$$A_6 = A_1 \cdot \left(\frac{6}{1}\right) = 0,4 \cdot 6 = 2,4 \text{ м}^2 / \text{с} - \text{высота } 6 \text{ м};$$

$$A_8 = A_1 \cdot \left(\frac{8}{1}\right) = 0,4 \cdot 8 = 3,2 \text{ м}^2 / \text{с} - \text{высота } 8 \text{ м};$$

$$A_{12} = A_1 \cdot \left(\frac{12}{1}\right) = 0,4 \cdot 12 = 4,8 \text{ м}^2 / \text{с} - \text{высота } 12 \text{ м}.$$

Таблица 5.4.

Сводная таблица коэффициентов турбулентного обмена

Тип вентиляции	Естественная вентиляция или не работающая общеобменная					Приточно-вытяжная вентиляция (в холодный период года)				
	2	4	6	8	12	2	4	6	8	12
Высота помещения, м	2	4	6	8	12	2	4	6	8	12
Коэффициент турбулентного обмена $A_x=A_y$, м ² /с	1,14					4,1 (3,1)				
A_z (по высоте), м ² /с	0,4	0,8	1,2	1,6	2,4	0,8	1,6	2,4	3,2	4,8

Таким образом, представленные расчёты коэффициентов турбулентного обмена, которые непосредственно входят в модельное уравнение переноса ВВ в воздухе помещения и являются наиболее влияющими факторами, формирующими поля концентраций ВВ, позволили уточнить исходные данные для моделирования с учётом особенностей источников загрязнения и тепловыделения, а также условий применения различных типов вентиляции.

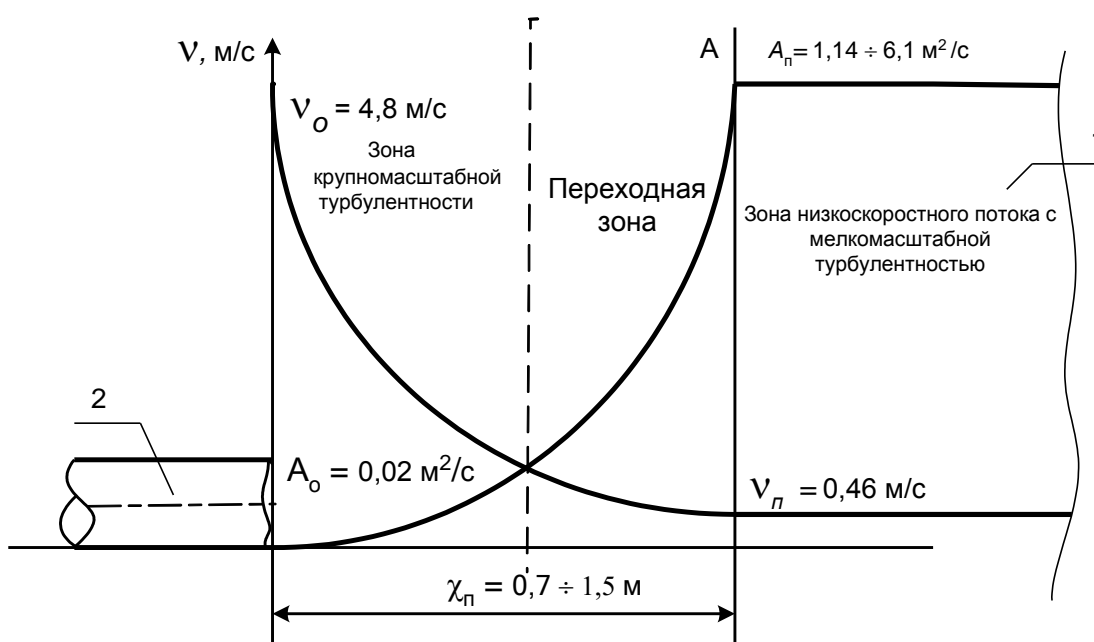
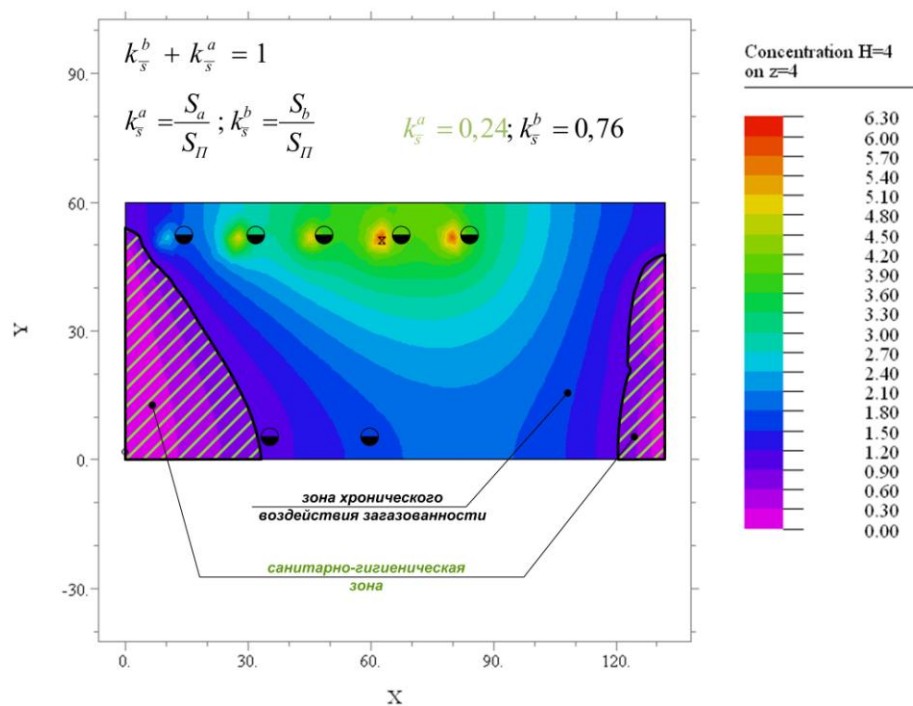


Рис. 5.5 Изменение скорости воздушного потока и коэффициентов турбулентного обмена на различных расстояниях от местного отсоса: 1 – помещение; 2 – местный отсос.

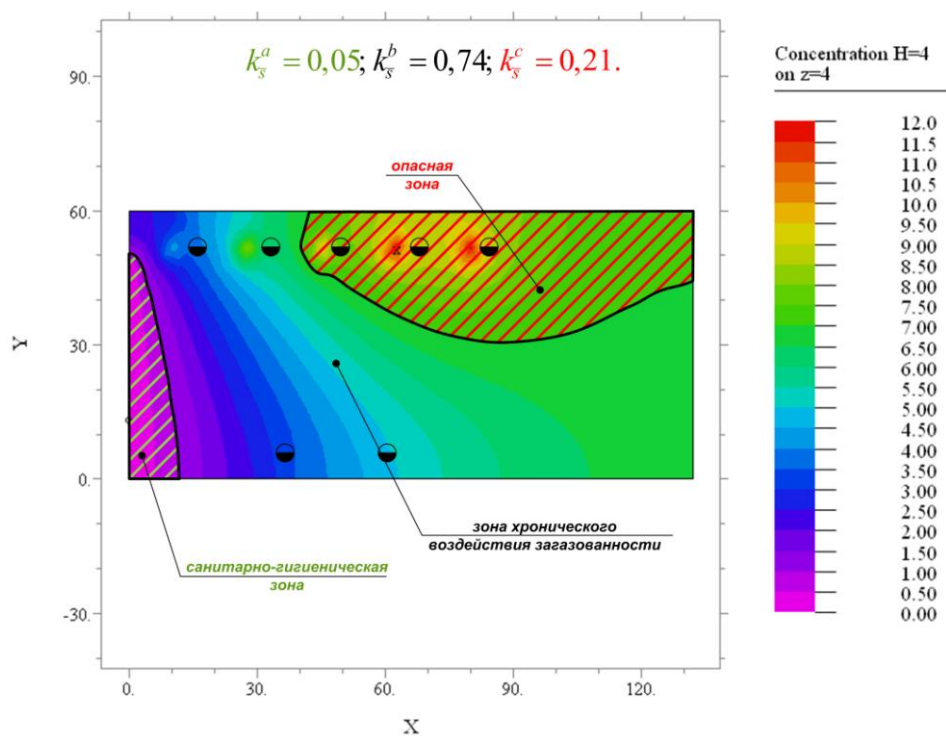
5.5.5 Результаты моделирования полей концентраций ВВ в воздухе рабочей зоны участка обкатки комбайнов. Обсуждение и анализ.

5.5.5.1 Штатный режим работы участка обкатки. Численные эксперименты на модели.

“Вариант I”. Расчётная схема организации движения газо-воздушных потоков в помещении обкатки комбайнов соответствует «Варианту I» (реализован в ООО «КЗ Ростсельмаш») (рис.5.1). Исправно функционируют системы принудительной общеобменной и местной вентиляций помещения. Поля концентраций CO и NO_x в воздухе помещения участка обкатки комбайнов получены при нормальной работе местных отсосов разного типа ($\varphi_{от}=0,7$, $\varphi_{от}=0,9$) для двух расчётных периодов года (“теплого” и “холодного”). Значения входной и выходной скорости движения воздуха в вентилируемом помещении принимались в диапазоне, установленном нормативными значениями микроклиматических параметров. Для рассматриваемых производств они установлены в пределах от 0,1 до 0,4 м/с. Поля концентраций ВВ рассчитаны по модели на трёх характерных “срезах” по высоте помещения $z=2, 4, 12$ м, что обусловлено реальным расположением разных рабочих мест на участке. В рассматриваемом случае, загазованность производственного помещения создаётся за счёт выделения ВВ от семи источников загрязнения, которые определяют фоновые концентрации в воздухе, увеличиваясь с течением времени. На рисунках 5.6 а,б представлены рассчитанные по модели поля относительных концентраций оксидов азота на высоте $z=4$ м на один час работы участка в зависимости от расчётных периодов года. Символом «X» на графиках (рис. 5.6 а, б) обозначена максимальная концентрация ВВ. Как следует из картин распределения полей концентраций, существенное влияние на их формирование оказывает расчётный период года. Объясняется это влияние, тем, что в “холодный” период года в соответствии с технологией обкатки, в течение рабочего часа выездные ворота остаются закрытыми. Результаты модельных расчётов полей подвижности воздуха в помещении участка обкатки подтверждают, что в “холодный” период года скорости движения газо-воздушных потоков в правой части помещения (у выездных ворот) невелики, что создаёт условия для образования застойной зоны и как следствие повышения концентрации в этой части помещения (рис. 5.7 а, б). Наоборот, при открытых въездных и выездных воротах в “теплый” период года созданы хорошие условия для дополнительного проветривания.



a)



б)

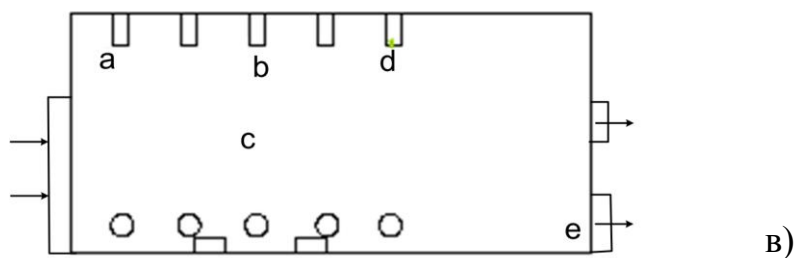
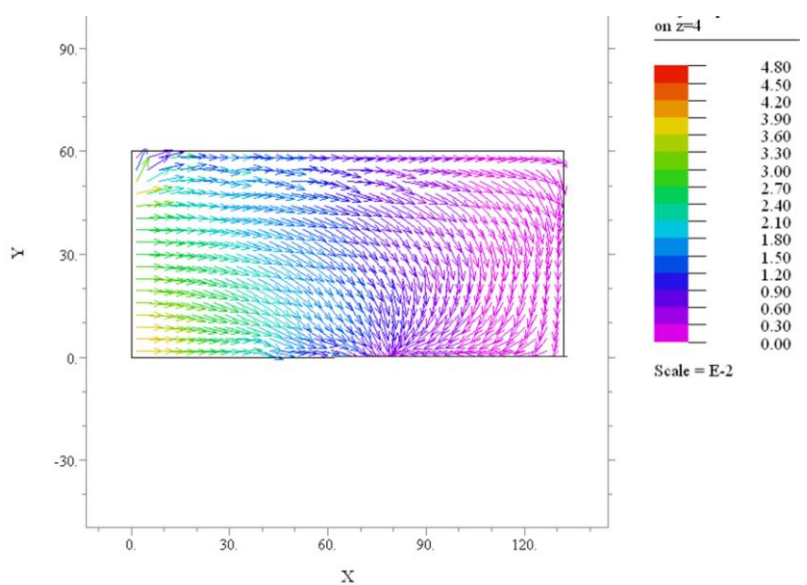
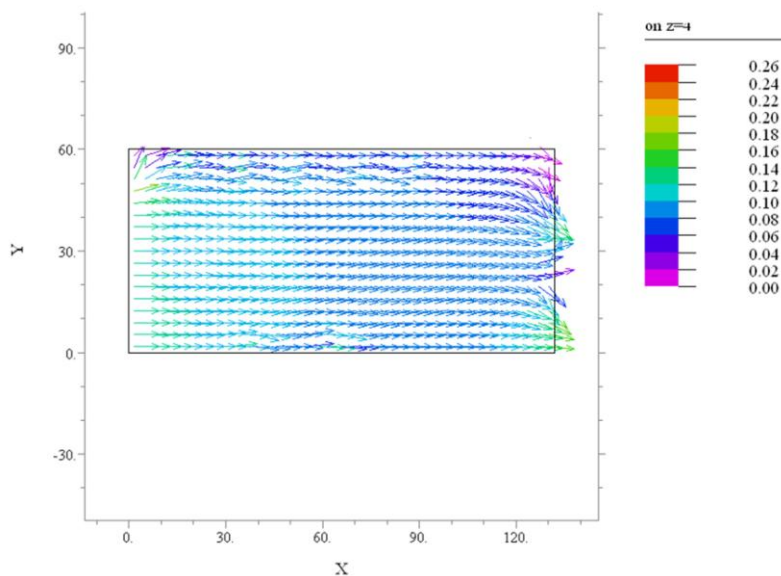


Рис. 5.6 Поля относительных значений суммарных концентраций $[\text{NO}_x + \text{CO}]$ в воздухе участка обкатки на высоте $z=4$ м в штатном режиме (фон от 7-и ист.) $\varphi_{OT} = 0,7$: а) - период года “теплый”; б) - период года “холодный”, в) расчетная схема.



а)

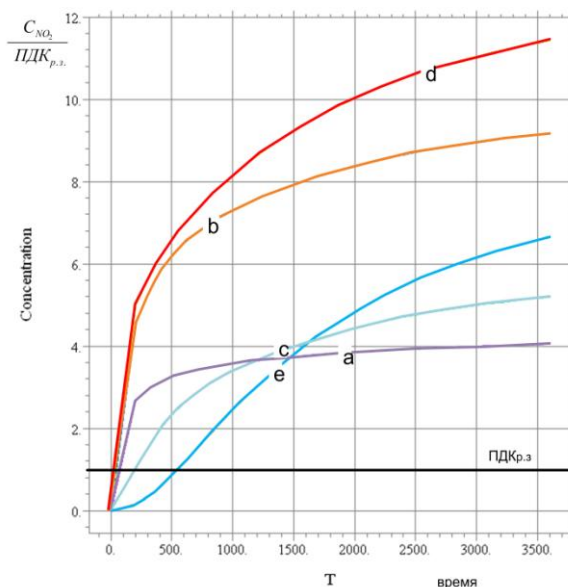
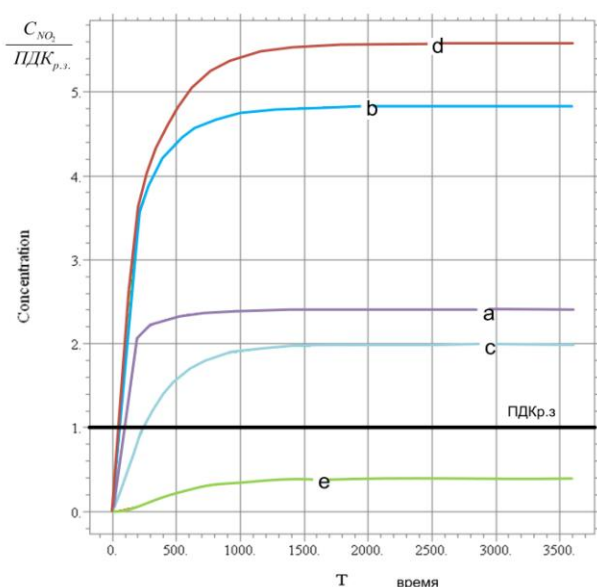


б)

Рис. 5.7 Поля подвижности воздуха в помещении участка обкатки на высоте $z=4$ м в штатном режиме (фон от 7-и ист.) $\varphi_{OT} = 0,7$:а) - период года «теплый»; б) - период года «холодный».

Если сравнивать расчётные поля относительных суммарных концентраций $[\text{NO}_x + \text{CO}]$, изображённые на рис. 5.6 а и рис. 5.6 б, то видно, что в “холодный” период года образуется опасная зона загазованности, где концентрация превышает ПДК в 7 и более раз (максимальное превышение норматива в 12 раз). Картина имеет явно ассиметричный вид, смещаясь вправо в “холодный” период года. При этом относительная площадь помещения участка обкатки, входящая в эту опасную зону превышает 50 % от площади всего помещения. Напротив, в “тёплый” период года относительные суммарные концентрации в воздухе помещения не превышают 6,3 раза и опасных зон загазованности не образуется. Представленные поля сформированы на один рабочий час, интересно проследить динамику изменения концентраций ВВ в исследуемом помещении.

На рис. 5.8 а и 5.8 б показана динамика роста относительных значений максимально-разовых концентраций оксидов азота в воздухе помещения на высоте “среза” 4 м в течение одного рабочего часа. Как видно из графиков, картина загазованности воздуха помещения формируется в первые 30-40 мин. работы участка.

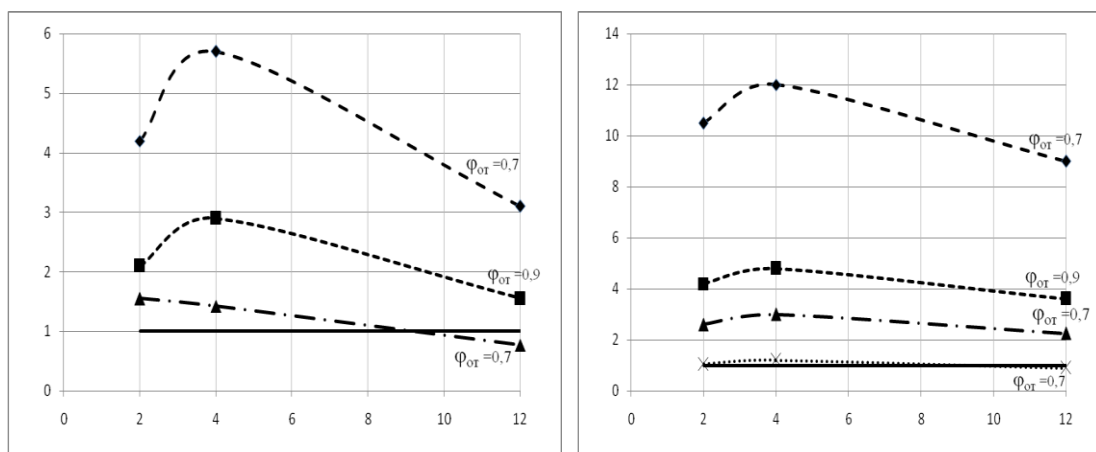


а)

б)

Рис. 5.8 Динамика изменения относительных концентраций оксидов азота в воздухе помещения участка обкатки в течение рабочего часа: а) - “тёплый” период года; б) - “холодный” период года

При сравнительном анализе рис. 5.8 а и 5.8 б можно сделать вывод, что загазованность помещения в “холодный” период года значительно выше, чем в “тёплый” (максимально-разовые концентрации выше в 2 раза). Превышение над ПДК по оксидам азота у источника в точках “b” и “d” достигает - 9-11 раз. Следует заметить, что показанные точки “b” и “d” располагаются на высоте $z=4$ м, где расположены рабочие места водителя-испытателя и его помощника. С точки зрения воздействия загазованности на рабочих, данная высота наиболее неблагоприятная, так как концентрации ВВ именно на указанном уровне - 4 м максимальны (см. рис. 5.9 а, б). Графики 5.9 а, б получены на основе обработки большого количества численных экспериментов, проведённых на разработанной модели распространения ВВ в воздухе исследуемого помещения.



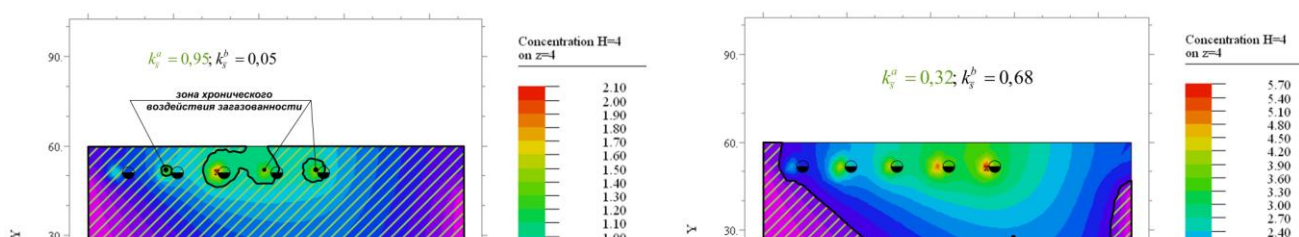
а)

б)

Рис. 5.9 Зависимости отнесённых к ПДК_{рз} максимально-разовых концентраций оксидов азота и углерода от высоты помещения для расчётных периодов года на час работы: а) “теплый” период года; б) “холодный” период года. ◆---◆, ■---■ оксиды азота; ▲---▲, ×.....× оксид углерода.

Зависимости на рис. 5.9 а, б получены путём обработки, рассчитанных полей концентраций ВВ на каждой из высот ($z=2, 4$ и 12 м), которые получены по прошествии одного часа работы. Как следует из рис. 5.9 а, б степень герметичности местного отсоса значительно влияет на уровни концентраций ВВ. Так, если источники загрязнения оборудованы местными отсосами типа вытяжных зонтов козырькового типа, то загазованность в помещении выше в 2-3 раза, чем в случае, когда стенды оснащены высокоэффективными шланговыми отсосами.

На рис. 5.10 а, б показаны расчётные поля относительных суммарных концентраций $[\text{NO}_x + \text{CO}]$ в воздухе помещения с нанесёнными на них зонами загазованности. Как видно из рисунков, при степени герметичности местных отсосов $\varphi_{OT}=0,9$ санитарно-гигиеническая зона участка обкатки комбайнов составляет 95% от общей площади помещения. При снижении герметичности отсосов до значений $\varphi_{OT}=0,7$ она уменьшается в 3 раза.



а)

б)

Рис. 5.10 Поля относительных значений суммарных концентраций $[\text{NO}_x + \text{CO}]$ в воздухе участка обкатки на высоте $z=4$ м в штатном режиме (фон от 7-и ист.) при разной герметичности отсосов: а) $\varphi_{от} = 0,9$; б) $\varphi_{от} = 0,7$.

Картина полей концентраций существенно меняется не только в зависимости от расчётного периода года, высоты помещения и эффективности местного отсоса, но и от скорости движения воздуха в вентилируемом помещении (рис. 5.11).

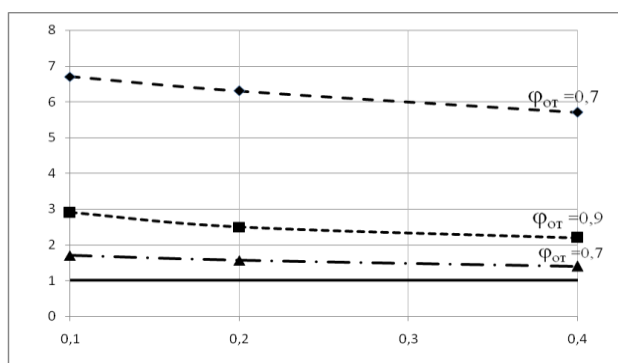


Рис. 5.11 – Зависимости отнесённых к ПДК_{рз} максимально-разовых концентраций NO_x и CO на высоте $z=4$ м от

подвижности воздуха в помещении для “теплого” периода года на час работы.

◆---◆, ■---■ оксиды азота; ▲---▲, ×---× оксид углерода.

Расчёты по модели были проведены для “теплого” периода года на высоте $z=4$ м. Увеличение скорости движения воздуха в 3 раза с 0,1 м/с до 0,4 м/с снижает относительные концентрации ВВ примерно на 15-20 %. В “холодный” период года данный эффект не наблюдается, так как нет условий для проветривания исследуемого помещения. Также следует отметить, что максимум концентраций ВВ с увеличением скорости движения воздуха с 0,2 м/с до 0,4 м/с смещается вправо ближе к выездным воротам, подобный эффект наблюдается также при закрытых выездных воротах в “холодный” период года.

На рис. 5.12 а, б представлены картины расчётных полей концентраций ВВ на других “срезах” по высоте помещения, а именно при $z=2$ и 12 м. На этих высотах находятся уровни дыхания, как обслуживающих рабочих, так и крановщиц. Поля концентраций показаны для холодного периода года, когда загазованность помещения увеличивается. Следует заметить, что если на небольших высотах до 4 м включительно поля концентраций ВВ имеют выраженный очаговый характер полностью не сформировавшись, то на высоте 12 м мы видим вполне сформировавшиеся равномерные зоны загазованности помещения.

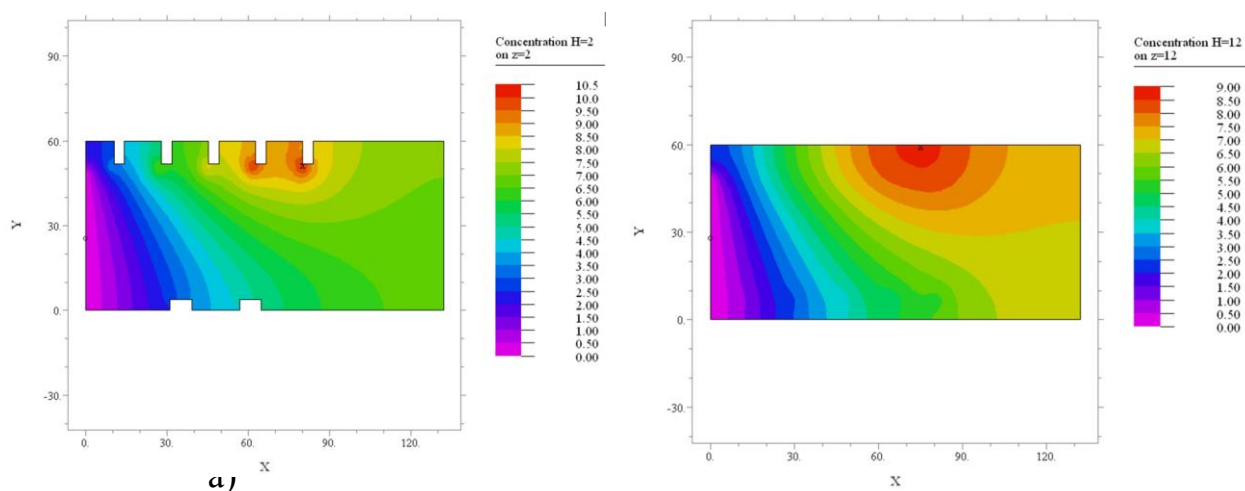


Рис. 5.12 Поля абсолютных значений концентраций NO_x в воздухе помещения участка обкатки на разной высоте в штатном режиме работы (фон от 7-и источников) при эффективности отсосов 0,7: а) $z=2$ м ; б) $z=12$ м.

Выводы:

1. Анализ результатов модельных расчётов показал, что в штатном режиме работы производственного участка обкатки комбайнов существенное влияние на формирование зон загазованности оказывает рассматриваемый период года и герметичность местных отсосов. Так, в “холодный” период года концентрации оксидов азота в воздухе превышают ПДК более чем в 7 раз, что соответствует порогу раздражения слизистых оболочек человека. Концентрации СО в воздухе РЗ превышают ПДК не более чем в 1,5 раза.

2. В “холодный” период года картина распределения концентраций ВВ имеет ярко выраженный ассиметричный характер, при этом максимальные концентрации имеют место у крайних правых источников загрязнения. Наоборот, в “тёплый” период года при открытых въездных и выездных воротах, когда присутствуют хорошие условия проветривания помещения, максимум концентрации ВВ приходится на средний источник.

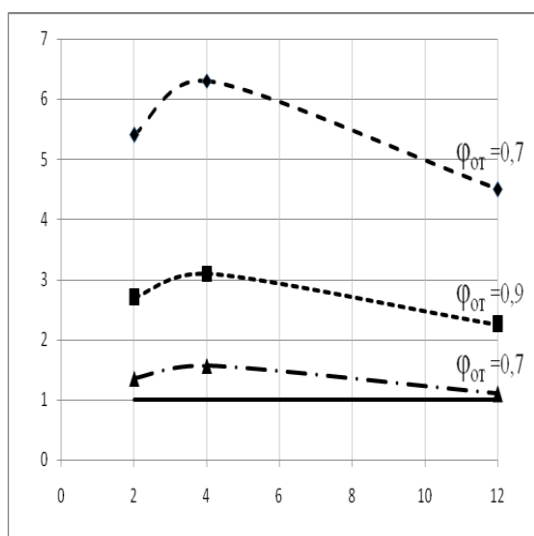
3. Влияние скорости движения воздушных потоков на концентрации ВВ в воздухе помещения в условиях принудительной вентиляции весьма значительно, с ростом скорости в 2 раза максимально-разовые концентрации ВВ уменьшаются на 15-20 %, особенно это заметно при естественной вентиляции.

4. Пункт 2 имеет практический выход, а именно, можно рекомендовать при обкатке в “холодный” период года, если есть такая возможность, не задействовать крайний правый стенд. При выборе места размещения датчиков загазованности (на оксиды азота) использовать результаты модельных расчётов с учётом расчётного периода года и подвижности воздуха в помещении.

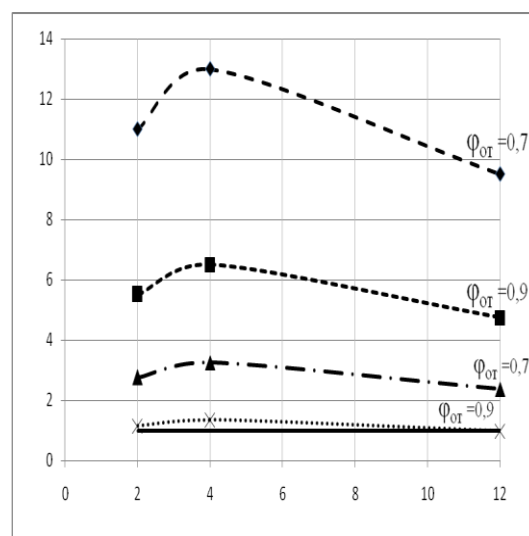
“Вариант II”. Расчётная схема организации движения газо-воздушных потоков в помещении обкатки комбайнов соответствует «Варианту II» (рис.5.2). Нормально функционирует система принудительной общеобменной вентиляции помещения. Поля концентраций СО и NO_x в воздухе помещения участка обкатки комбайнов получены при нормальной работе местных отсосов разного типа ($\varphi_{от}=0,7$, $\varphi_{от}=0,9$) для двух расчётных периодов года (“тёплого” и

“холодного”). Поля концентраций ВВ рассчитаны по модели на трёх характерных “срезах” по высоте помещения $z=2, 4, 12$ м. В рассматриваемом случае, загазованность производственного помещения создаётся за счёт выделения ВВ от семи источников загрязнения, которые определяют фоновые концентрации в воздухе.

Рассмотрим теперь как другая схема организации движения газоз-воздушных потоков повлияет на картину распределения концентраций ВВ в исследуемом помещении. Симметричная схема (рис. 5.4 а) изменяется на ассиметричную по отношению к приточным и вытяжным отверстиям (рис. 5.4 б). По результатам проведённых модельных расчётов можно заключить, что уровни загазованности воздуха помещения участка обкатки комбайнов несколько увеличились. Действительно (рис. 5.13 а, б), если сравнивать максимально-разовые концентрации, то они стали в Варианте II на 8-10 % больше, чем при реализации Варианта I.



а)



б)

Рис. 5.13 – Зависимости отнесённых к ПДК_{рз} максимально-разовых концентраций оксидов азота и углерода от высоты помещения: а) “теплый” период года; б) “холодный” период года. \blacklozenge — \blacklozenge , \blacksquare — \blacksquare оксиды азота; \blacktriangle — \blacktriangle , \times \times оксид углерода.

Недостатки асимметричной схемы организации движения газо-воздушных потоков (“Вариант II”) подтверждаются результатами модельных расчётов полей скоростей движения воздуха, представленных на рис. 5.14 а, б.

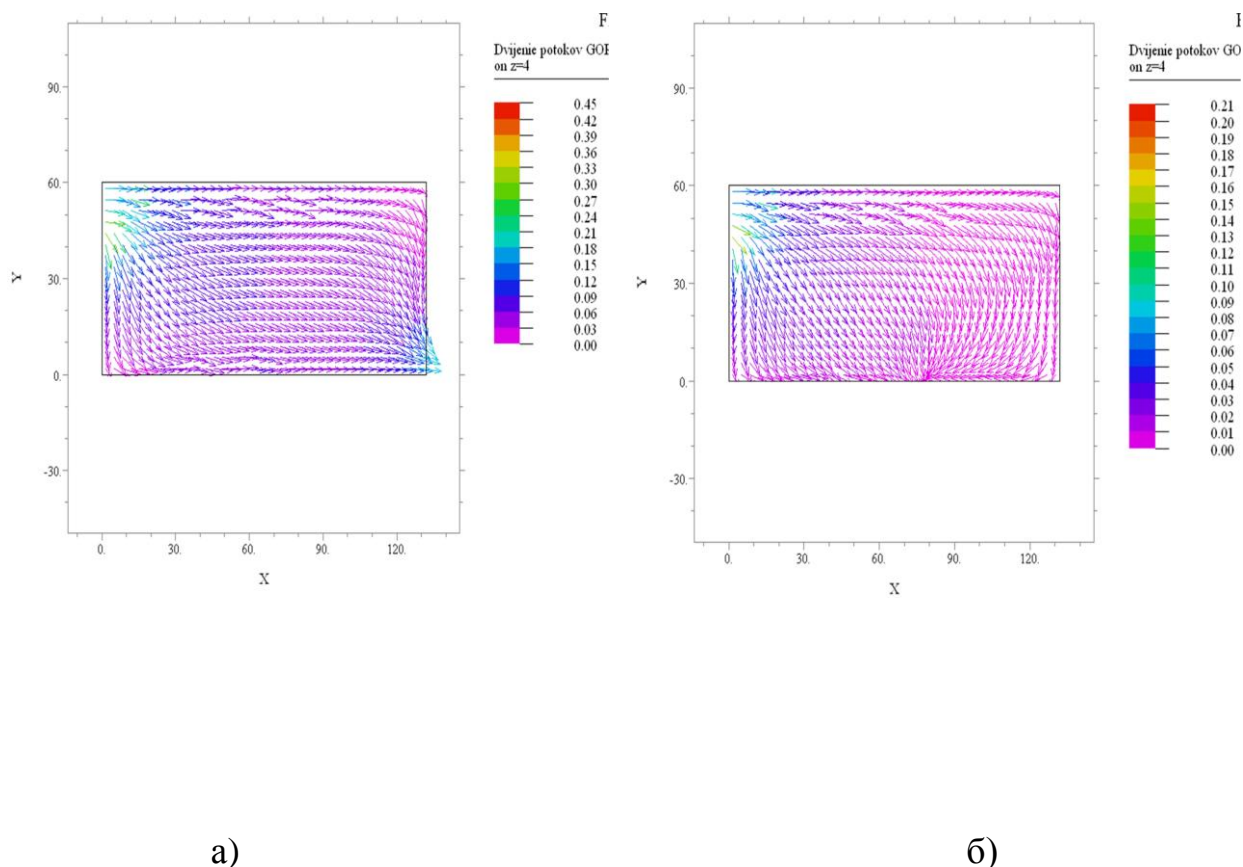
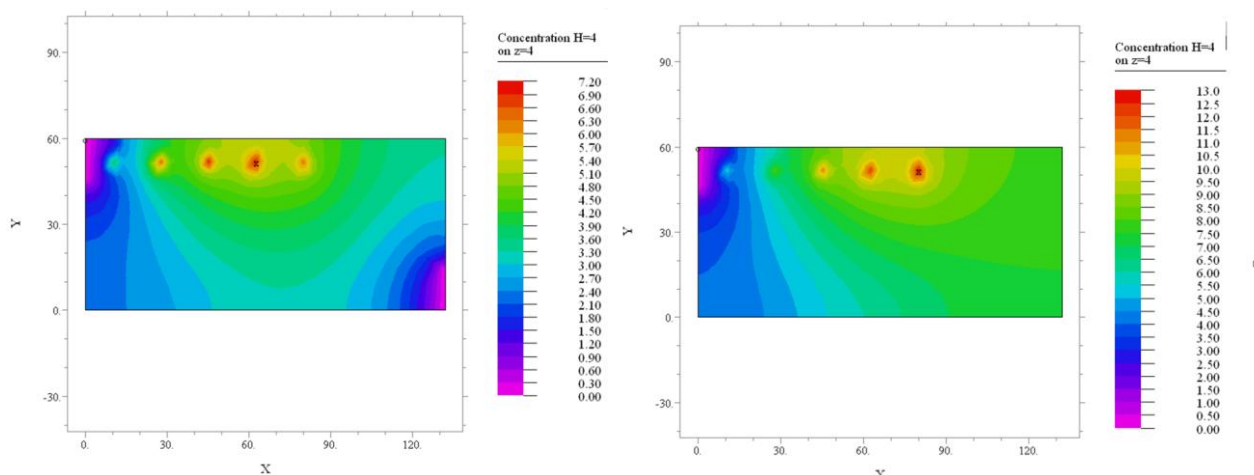


Рис. 5.14 - Поля подвижности воздуха в помещении участка обкатки на высоте $z=4$ м в штатном режиме (фон от 7-и ист.) $\varphi_{OT} = 0,7$: а) период года “теплый”; б) период года “холодный”.

В Варианте II образуются две большие зоны застоя воздуха в углах помещения, противоположных въездным и выездным воротам. Именно там и происходит быстрое накопление ВВ, что отражено на рис. 5.15 а, б, - поля концентрации ВВ в воздухе помещения, образовавшиеся за один час работы. Таким образом, при реализации “Варианта II” происходит более быстрое накопление ВВ в воздухе помещения и как следствие образуется более высокая загазованность.



а)

б)

Рис. 5.15 Поля относительных суммарных концентраций $[\text{NO}_x + \text{CO}]$ в воздухе участка обкатки на высоте $z=4$ м в штатном режиме (фон от 7-и ист.) $\varphi_{OT} = 0,7$: а) период года “теплый”; б) период года “холодный”.

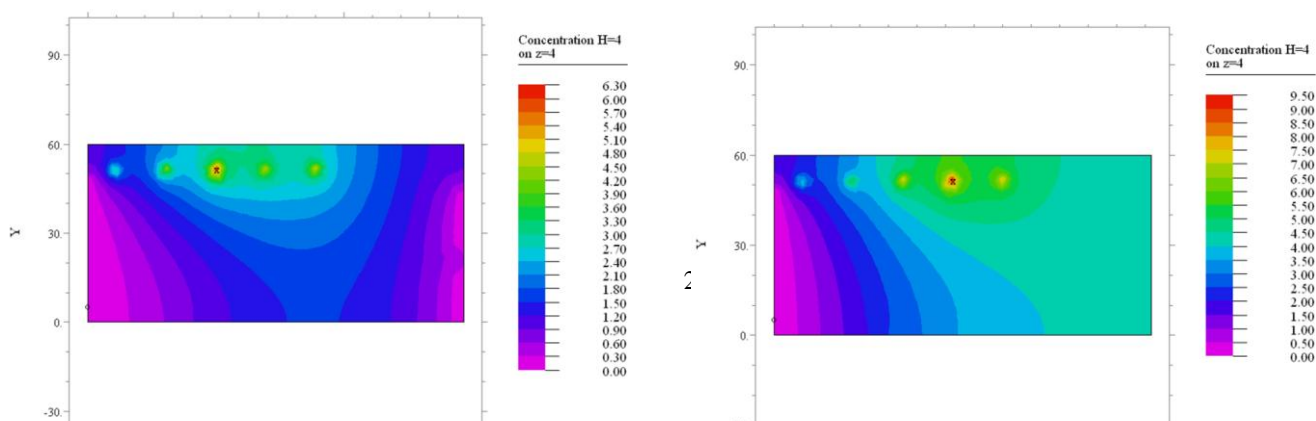
Проанализируем рассчитанные картины полей концентраций ВВ, используя предложенный в диссертации подход, описанный подробно в Главе 1. В соответствии с принципом идентификации опасностей, загрязнённое пространство производственного помещения (в данном случае рассматривается плоскостной “срез” на уровне дыхания) можно ранжировать по зонам загазованности, в соответствии с критерием безопасности. В качестве последнего, здесь выступает регламентируемая нормативами относительная концентрация ВВ. Для каждой из рассматриваемых трёх зон: опасной, хронического воздей-

ствия и санитарно-гигиенической рассчитывается критерий $k_{\bar{s}}(t)$, с помощью которого можно объективно оценить степень загазованности воздуха в исследуемом помещении и в рабочей зоне и количество рабочих мест, попадающих в каждую из этих зон.

Сравним поля концентраций, рассчитанные по модели в “тёплый” период года для Вариантов I (рис. 5.6 а) и II (рис. 5.15 а) на один рабочий час. Результаты расчётов показывают, что при реализации Варианта II образуется опасная зона загазованности, тогда как в Варианте I она отсутствует. Зона хронического воздействия загазованности на работников также значительно больше (76 % при реализации Варианта I, 97 % - Варианта II). При реализации Варианта II все рабочие места находятся в неблагоприятных зонах воздействия ВВ.

В “холодный” период года, когда реализованы самые неблагоприятные условия для вентилирования производственного помещения, при Варианте I (рис. 5.6 б) опасная зона меньше по сравнению с Вариантом II (рис. 5.15 б) на 38%.

“Вариант III”. Расчётная схема организации движения газо-воздушных потоков в помещении обкатки комбайнов соответствует «Варианту III» (рис.5.2). Отличие от “Варианта I” в том, что вытяжные вентиляторы системы общеобменной вентиляции расположены непосредственно над основными источниками загрязнения. На рис. 5.16 а, б показаны результаты модельных расчётов, позволившие определить поля концентраций ВВ в воздухе помещения обкатки на один рабочий час. Как видно, Вариант III является самым рациональным по расположению воздухораспределителей, обеспечивая меньшую загазованность воздуха в помещении. Это подтверждается результатами большого количества расчётов по модели, которые представлены на рис. 5.17 а, б.



а)

б)

Рис. 5.16 Поля относительных суммарных концентраций $[\text{NO}_x + \text{CO}]$ в воздухе участка обкатки на высоте $z=4$ м в штатном режиме (фон от 7-и ист.) $\varphi_{от} = 0,7$: а) период года “теплый”; б) период года “холодный”.

Штатные режимы работы

СХЕМА ВЕНТИЛЯЦИИ ПОМЕЩЕНИЯ		КРИТЕРИАЛЬНЫЕ КОЭФФИЦИЕНТЫ			ЗОНЫ ЗАГАЗОВАННОСТИ	КОЛИЧЕСТВО РАБОЧИХ МЕСТ В ЗАГАЗОВАННЫХ ПОМЕЩЕНИЯХ
		$k_{\bar{S}}^A$	$k_{\bar{S}}^B$	$k_{\bar{S}}^C$		
I	Т	0,24	0,76	-	А, В	14
	Х	0,05	0,74	0,21	А,В,С	14 (6 -С)
II	Т	0,02	0,97	0,01	А,В,С	14
	Х	0,01	0,44	0,55	А,В,С	14 (8 -С)
III	Т	0,27	0,73	-	А,В	14
	Х	0,07	0,91	0,02	А,В,С	14 (2-С)

В таблицу 5.5 “Штатные режимы работы” сведены основные критерии обеспечения безопасной работы $k_{\bar{S}}(t)$, показаны зоны загазованности и количество рабочих мест, где условия труда могут быть не удовлетворительными на один час работы.

Анализ результатов модельных расчётов, представленных в таблице 5.5 показывает, что опасные зоны загазованности “С” образуются всегда в “холодный” период года, а также могут иметь место в “тёплый” период при плохой организации схемы движения вентиляционного воздуха (Вариант II). Наибольшее значение критериального коэффициента $k_{\bar{S}}^C(1)=0,55$ соответствует Варианту II в “холодный” период года, при этом 8 рабочих мест находятся в зоне “С”.

Наоборот, опасных зон загазованности не образуется в случае реализации Вариантов I и III в “тёплый” период года. Из всех исследуемых штатных ситуаций лучшие показатели с точки зрения безопасности труда в Варианте III.

На рис. 5.18 а, б представлены зависимости среднесменных концентраций ВВ от схемы организации вентиляции в помещении, расчётного периода года, степени герметизации местного отсоса на один рабочий час.

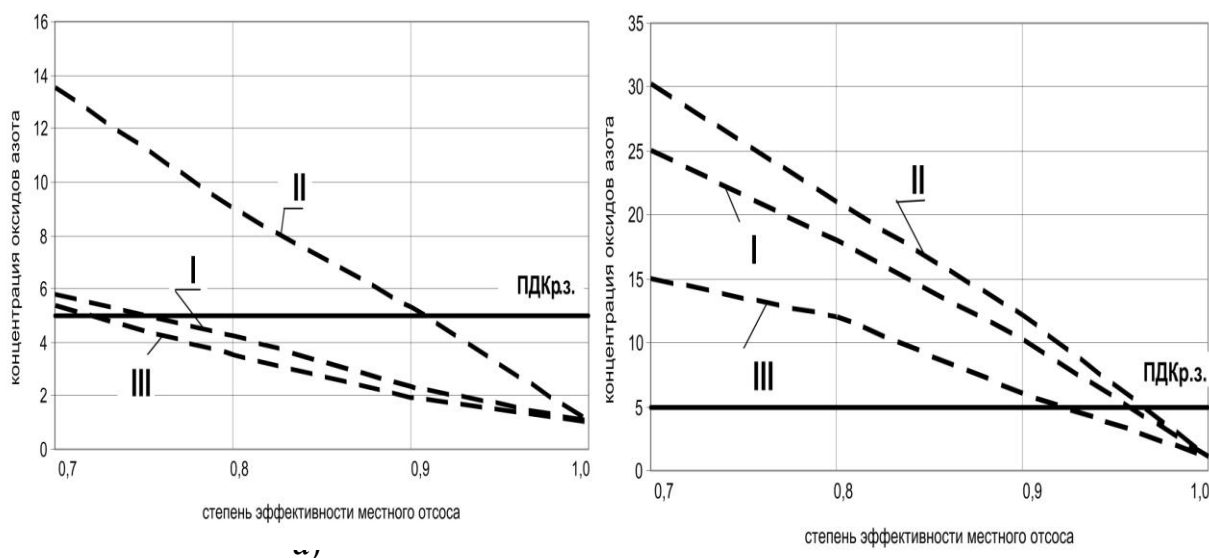


Рис. 5.18 Среднесменные концентрации ВВ в воздухе помещения обкатки в зависимости от эффективности работы местного отсоса: а) “тёплый” период года; б) “холодный” период года.

Выводы:

Анализ результатов, представленных на рис. 5.18 а, б позволил сделать два вывода:

- при всех прочих равных условиях схема организации вентилирования исследуемого помещения существенно влияет на загазованность воздуха, являясь одним из определяющих факторов. Вариант III – наилучший, II – худший из трёх исследуемых;

- степень загазованности воздуха помещения участка обкатки, существенно зависит от степени герметизации используемых местных отсосов. Для

исследуемого помещения при разных Вариантах существуют некоторые рациональные значения $\varphi_{от}$ (в зависимости от расчётного периода года) при которых достигается санитарно-гигиенический норматив и дальнейшее повышение эффективности отсоса не требуется. Так, в “тёплый” период года оптимальное значение $\varphi_{от}=0,91$, для “холодного” периода $\varphi_{от} = 0,96$.

5.5.5.2 Аварийные ситуации на участке обкатки. Численные эксперименты на модели

Рассмотрим теперь различные сценарии, по которым могут развиваться аварийные ситуации на участке обкатки комбайнов. Проанализируем аварийные режимы для схем организации воздухообмена по наихудшему Варианту II и наилучшему III (установлено ранее). На участке при стендовой обкатке может произойти внезапная разгерметизация местного отсоса (“разрыв”), что приводит к резкому возрастанию загазованности помещения. Равновероятно разгерметизироваться может любой отсос, поэтому рассматривались различные варианты, представленные ниже. Учитывались наиболее неблагоприятные ситуации, когда разрывается местный отсос либо крайне правый, либо средний, причём на одном стенде как наиболее вероятная ситуация. При моделировании учитывали, что в случае аварийных ситуаций срабатывает защита, либо автоматическое отключение повреждённого оборудования (в течении 120 с), либо ручное (300 с) отключение и длительность аварийной ситуации не превышает одного часа.

Рассматривались также аварии, связанные с вероятным выходом из строя общеобменной приточно-вытяжной вентиляции цеха и развитие аварийной ситуации в течение рабочего часа.

Авария, связанная с вероятной разгерметизацией местного отсоса

Рассмотрим внезапный “разрыв” среднего местного отсоса на стенде. На рис. 5.19 а, б показаны картины полей концентраций оксидов азота в воздухе участка обкатки, которые сформировались за разное время начального периода аварии τ_{a1} . Как видно, при автоматическом отключении повреждённого стенда

и оборудования $\tau_{a1} = 120$ с (рис. 5.19 а) зона загазованности хронического воздействия на рабочих “В” составляет всего около 25,6 % от всего помещения, а число рабочих мест, попавших в санитарно-гигиеническую зону равно - 4. Напротив, в случае, когда защита срабатывает с опозданием, что наблюдается при ручном способе отключения повреждённого оборудования $\tau_{a1} = 300$ с (рис. 5.19 б) картина полей концентрации ВВ значительно хуже и мы видим, что зона “В” увеличена в 3 раза, а все 14 рабочих мест находятся вне санитарно-гигиенической зоны “А”.

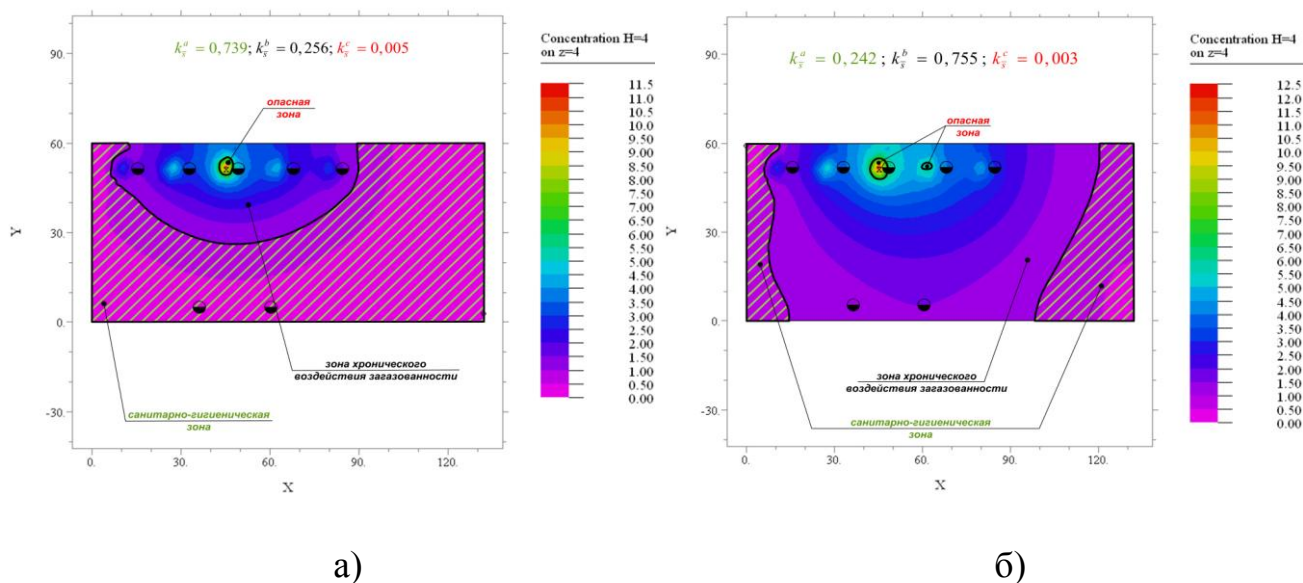


Рис. 5.19 Поля относительных суммарных концентраций $[NO_x + CO]$ в воздухе участка обкатки на высоте $z=4$ м в аварийном режиме (разрыв центрального ист.) $\varphi_{OT} = 0,7$, “тёплый” период года: а) автоматическое отключение; б) ручное отключение.

Процессы изменения концентрации NO_x в воздушной среде помещения в динамике при рассматриваемых аварийных ситуациях иллюстрируют рисунки 5.20 а, б. Зависимости построены в “тёплый” период года для разных точек производственного помещения, выбранных в плоскости вертикального среза помещения при $z=4$ м.

При данной аварийной ситуации максимальные концентрации ВВ у источников загрязнения превышают санитарно-гигиенические нормативы в 9-11 раз. Анализ рис. 5.20 показывает, что автоматическое отключение стенов является более эффективным, чем ручное, т.к. при его применении стенов при

аварии отключаются раньше, что позволяет снизить максимально-разовую концентрацию ВВ в воздухе РЗ у источника на 30 % на момент отключения стенда, а концентрации ВВ в точке “с” в 2 раза и достичь тем самым ПДК.

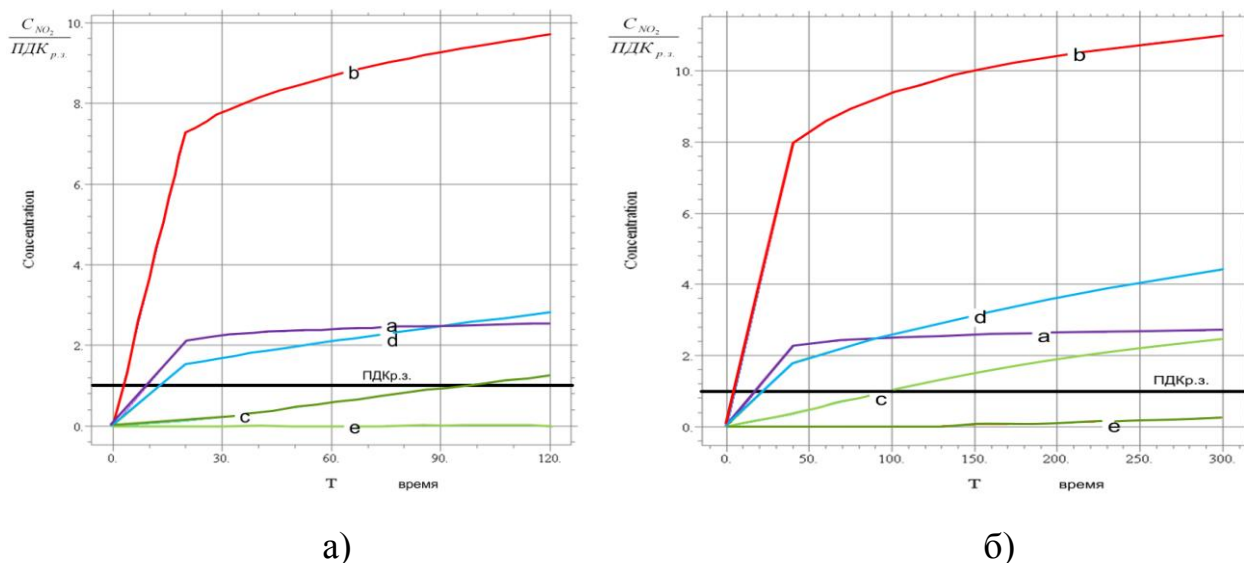
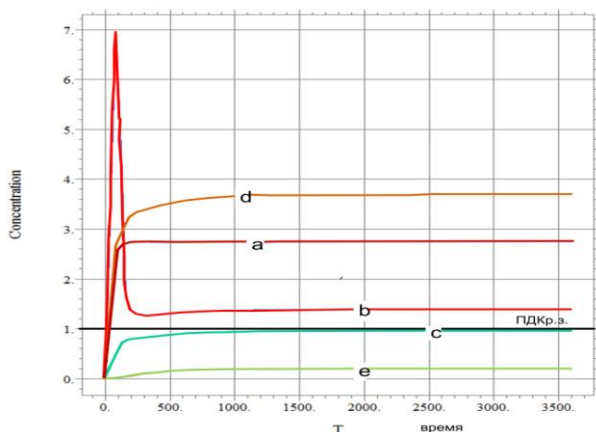


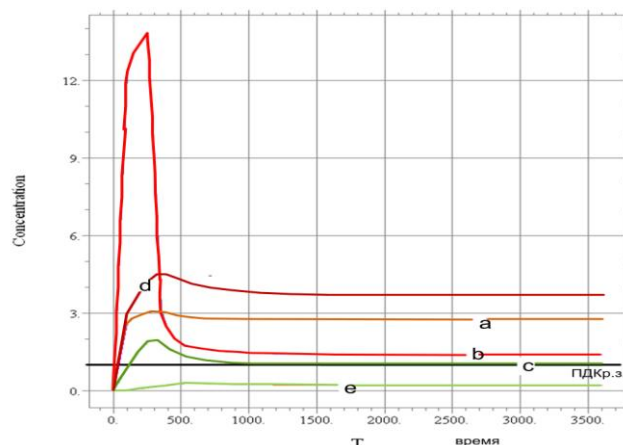
Рис. 5.20 Динамика изменения относительных концентраций оксидов азота в воздухе помещения участка обкатки в течении начального периода аварии τ_{a1} , высота $z=4$ м (разрыв центрального ист.), $\varphi_{от} = 0,7$, “тёплый” период года: а) – автоматическое отключение; б) – ручное отключение.

Если на рис. 5.20 а, б показан рост концентраций NO_x в воздухе РЗ участка обкатки комбайнов ACROS 530 в течение начального периода аварии до срабатывания защиты, то на рис. 5.21 а, б показана динамика изменения относительных концентраций оксидов азота в воздухе помещения участка обкатки в течение всего аварийного периода $\tau_{a1} + \tau_{a2} = 1$ час. Как видно из графиков при отключении центрального стенда, где произошёл разрыв местного отсоса (точка “б”) мы имеем снижение концентрации в 7-10 раз в зависимости от способа отключения оборудования. В точке “б” – источнике аварии санитарно-гигиенический норматив превышен незначительно в 1,2 - 1,5 раза. Вместе с тем, максимальная загазованность воздуха помещения смещается к крайнему пра-

вому стенду (точка “d”) в которой максимально-разовая концентрация выше ПДК в 3,5-4 раза, что недопустимо.



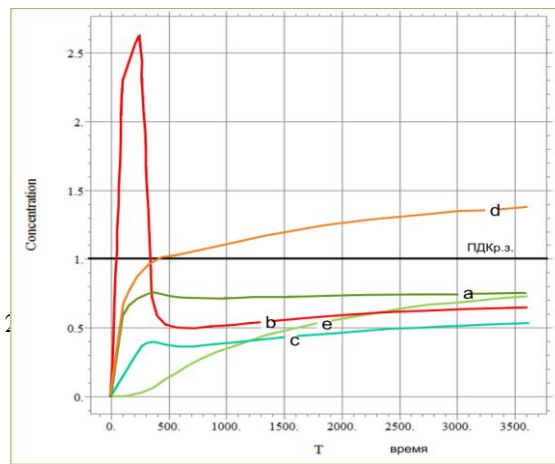
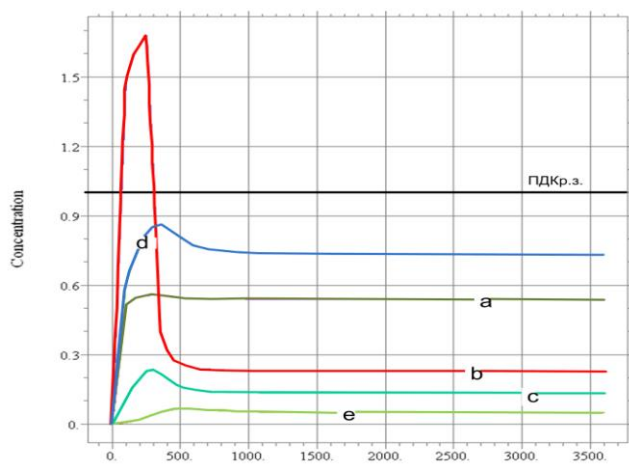
а)



б)

Рис. 5.21 - Динамика изменения относительных концентраций оксидов азота в воздухе помещения участка обкатки ACROS 530 в течении всего аварийного периода, (разрыв центр. ист.), высота $z=4$ м, $\varphi_{от} = 0,7$, “тёплый” период года: а) автоматическое отключение; б) ручное отключение.

При переходе на производство малотоксичных комбайнов ACROS 540 проблема загазованности воздуха помещения участка обкатки, особенно в “холодный” период года остаётся актуальной. Как следует из рис. 5.22 б концентрация ВВ в точке “d” – (крайний правый стенд обкатки комбайнов) в конце аварийного периода превышает ПДК почти в 1,5 раза, т.е. имеет место хроническое воздействие негативного химического фактора на работающих.



а)

б)

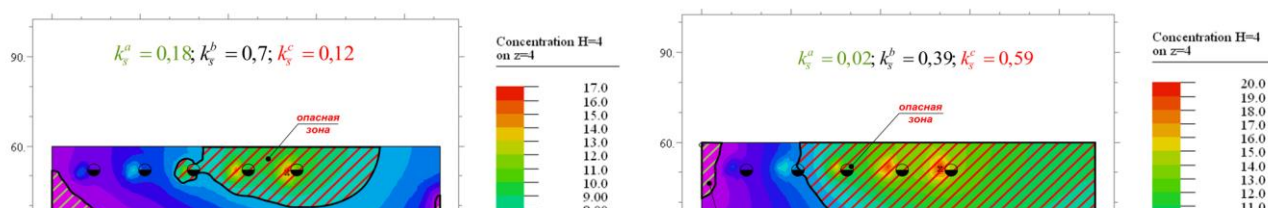
Рис. 5.22 Динамика изменения относительных концентраций оксидов азота в воздухе помещения участка обкатки ACROS 540 в течение всего аварийного периода (разрыв центр. ист.), высота $z=4$ м, $\varphi_{OT} = 0,7$, “ручное” отключение оборудования: а) “тёплый” период б) “холодный” период года.

Результаты, полученные при проведении модельных расчётов аварийных ситуаций, связанных с разрывами местных отсосов для разных схем организации воздухообменов помещения участка обкатки, сведены вместе на рис. 5.23.

При исследовании рассмотренных аварийных ситуаций наихудшим вариантом организации воздухообмена в помещении является Вариант II.

Авария, связанная с вероятным выходом из строя общеобменной и аварийной вентиляции

Рассмотрим наиболее неблагоприятную аварийную ситуацию, когда внезапно отключается (не работает) принудительная общеобменная вентиляция. Модельные расчёты проведены для наихудшего и наилучшего из рассматриваемых вариантов организации воздухообмена помещения. На рис. 5.24 а, б показаны поля суммарных относительных концентраций ВВ, учитывающие свойство однонаправленности действия газов СО и NO_x на человека. Расчёты произведены для “тёплого” периода года при скорости движения воздуха в помещении 0,2 м/с и при эффективности местных отсосов 70%.



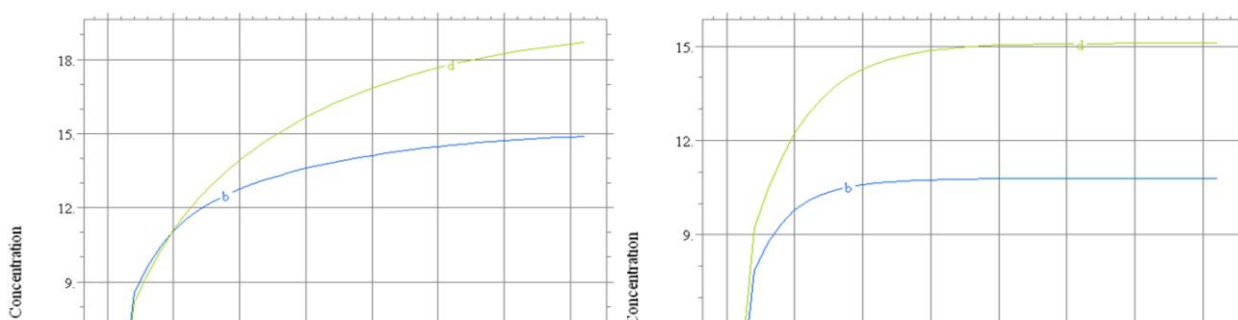
а)

б)

Рис. 5.24 Поля суммарных относительных значений концентраций $[\text{CO}+\text{NO}_x]$ в воздухе участка обкатки на высоте $z=4$ м в аварийном режиме (не работает общеобменная вентиляция) на 1 рабочий час, $\varphi_{от} = 0,7$, “тёплый” период года: а) Вариант II; б) Вариант III.

Анализ расчётных полей концентрации (рис. 5.24 а, б) показывает, что при реализации схемы движения газо-воздушных потоков по Варианту III опасная зона загазованности меньше в 5 раз, чем по Варианту II. При этом число рабочих мест, находящихся в опасной зоне и в зонах загазованности также снижается в 2 раза (табл. 5.6). Изменение положения воздухораспределителей, а именно расположение вытяжных вентиляторов у мест образования производственных вредностей существенно улучшает картину загазованности воздуха в помещении. Следует также отметить, что поля сформированы на 1 час работы, т.е. на максимальное время продолжительности аварийной ситуации.

На рис. 5.25 а, б показана динамика изменения относительных концентраций оксидов азота в воздухе помещения в течении аварийной ситуации. По всем рассматриваемым характерным точкам на высоте 4м имеется превышение санитарно-гигиенического норматива, а максимальных значений концентрация достигает в точке “d”, превышая ПДК в 15-19 раз.



а)

б)

Рис. 5.25 Динамика изменения относительных концентраций оксидов азота в воздухе помещения участка обкатки ACROS 530 в течении всего аварийного режима $\tau_{a1} + \tau_{a2} = 1$ ч (не работает общеобменная вентиляция), высота $z = 4$ м, $\varphi_{от} = 0,7$, “тёплый” период года: а) Вариант II; б) Вариант III.

Таблица 5.6

Аварийные режимы работы

СХЕМА ВЕНТИЛЯЦИИ ПОМЕЩЕНИЯ		КРИТЕРИАЛЬНЫЕ КОЭФФИЦИЕНТЫ			ЗОНЫ ЗАГАЗОВАННОСТИ	КОЛИЧЕСТВО РАБОЧИХ МЕСТ В ЗАГАЗОВАННЫХ ПОМЕЩЕНИЯХ
		$k_{\bar{S}}^A$	$k_{\bar{S}}^A$	$k_{\bar{S}}^A$		
НЕ РАБОТАЕТ ОБЩЕОБМЕННАЯ ВЕНТИЛЯЦИЯ						
II		0,02	0,39	0,59	A,B,C	14 (6 -C)
III		0,18	0,7	0,12	A,B,C	8 (3 -C)
РАЗРЫВ ЦЕНТРАЛЬНОГО ОТСОСА						
II	120 C	0,739	0,256	0,005	A,B,C	10
	300 C	0,242	0,775	0,003	A,B,C	14
III	120 C	0,83	0,16	0,01	A,B,C	10
	300 C	0,51	0,48	0,01	A,B,C	10

Выводы:

- время срабатывания систем защиты является определяющим фактором, обеспечивающим снижение загазованности исследуемого помещения. При прочих равных условиях, в случае автоматического отключения поврежденного оборудования (120 с) санитарно-гигиеническая зона, где не превышен норматив ПДК увеличивается в 3 раза по сравнению с ручным способом отключения (300 с);

- из всех рассмотренных аварийных ситуаций наиболее негативно влияющей на работников оказался случай внезапного выхода из строя общеобменной и аварийной вентиляции;

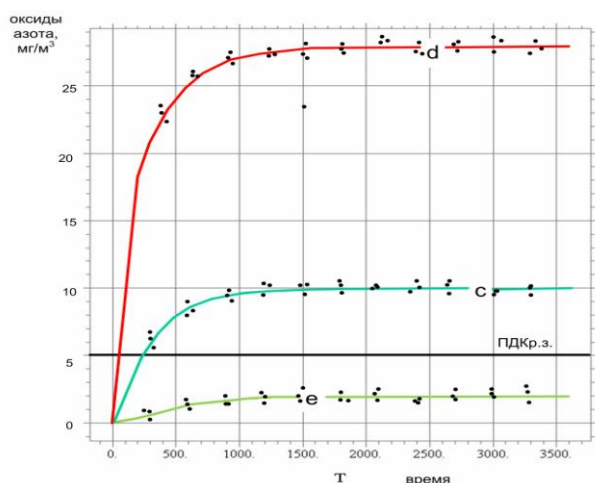
- даже при переходе на производство малотоксичных комбайнов ACROS 540 проблема загазованности воздуха для помещений участков обкатки, особенно в холодный период года, остается актуальной.

5.5.5.3 Проверка адекватности модели распространения ВВ в воздушной среде помещения участка обкатки

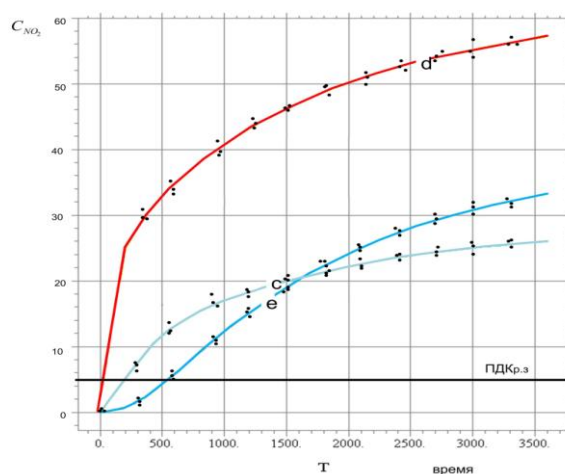
Для проверки адекватности математической модели распространения ВВ необходимо получить полную физическую картину полей концентраций, на основе многочисленных экспериментальных исследований загазованности воздуха в производственном помещении, причём в разных условиях работы участка. Сделать это достаточно трудно, так как существующие способы замеров концентраций вредных веществ не всегда позволяют с высокой степенью точности проследить динамику изменения концентраций одновременно в большом количестве различных точек исследуемого помещения. Кроме того, необходима оперативность в проведении такого масштабного контроля концентраций ВВ и возникают проблемы с длительностью отбора и анализа проб.

Для подтверждения разработанной математической модели процессов переноса ВВ в производственных помещениях, была проведена серия испытаний на участке обкатки ООО “КЗ Ростсельмаш” в тёплый и холодный периоды года по программе экспериментальных исследований.

Вначале испытания были проведены в штатном режиме работы участка обкатки при полной загрузке стендов. Начальный фон загазованности отсутствовал, так как эксперименты проводились с самого начала работы смены. На первом этапе проверки достоверности теоретических результатов, получаемых при модельных расчётах концентраций ВВ в воздухе помещения, были произведены замеры концентраций оксидов азота в воздухе помещения в течении 1-го рабочего часа в характерных точках помещения на высоте 2 и 4 м. Концентрации оксида азота, наиболее токсичного вещества определялись с помощью электрохимических датчиков, встроенных в измерительный прибор. Замеры усреднялись по каждой характерной измерительной точке для каждого момента времени. Результаты экспериментов, проведённые для разных периодов года приведены на рис. 4.10-4.13, а также на рис. 5.26 а,б.



а)



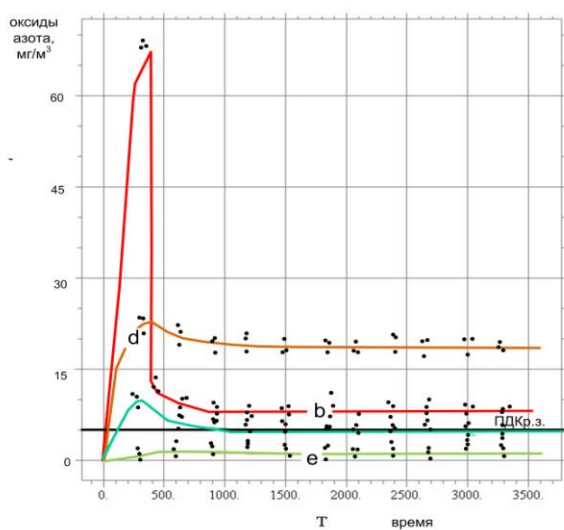
б)

Рис. 5.26 Проверка адекватности разработанных математических моделей в штатном режиме работы на примере динамики изменения концентраций оксидов азота в воздухе помещения участка обкатки: а) “тёплый” период; б) “холодный” период года.

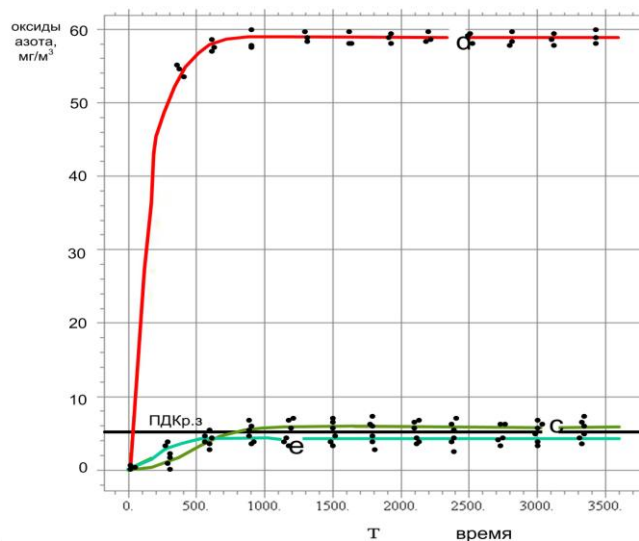
Экспериментальные данные, полученные в аварийных ситуациях, представлены двумя случаями, которые созданы в условиях реального производства (рис. 5.27). В случае «а» специально отсоединялся один из местных отсосов на стенде, при этом ВВ поступали непосредственно в помещение. Затем через 300 с вручную отключался поврежденный стенд, а двигатель комбайна заглушался. В течение часа проводились замеры с интервалом времени 100 с, а затем 300 с.

В случае «б» производились измерения максимально-разовых концентраций оксидов азота в воздухе помещения участка по выбранным характерным точкам d, b, e в течение одного рабочего часа, когда общеобменная и аварийная вентиляция были выключены.

Анализ графиков показал, что с учётом погрешности измерений, результаты модельных расчётов в достаточной степени согласуются с данными экспериментальных исследований.



а)



б)

Рис. 5.27 Проверка адекватности разработанных математических моделей в аварийных режимах работы на примере динамики изменения концентраций оксидов азота в воздухе помещения участка обкатки: а) разрыв центрального отсоса (ручное отключение поврежденного оборудования); б) незапланированное отключение общеобменной и аварийной вентиляции.

Эксперименты показали удовлетворительную точность разработанной математической модели процессов переноса ВВ в воздушной среде производственного помещения. Среднее отклонение экспериментальных значений концентраций по NO_x от теоретических не превышает 11 %.

5.6. Оценка эффективности мероприятий по снижению воздействия вредных веществ

5.6.1 Эквивалентные коэффициенты эмиссии вредных веществ

Для оценки эффективности внедрения разрабатываемых конструктивных, эксплуатационных и химико-технологических мероприятий снижения выбросов ВВ в воздух рабочей зоны от источника и установления взаимосвязей процессов выделения ВВ с параметрами рабочей зоны производственной среды предлагается использовать так называемые эквивалентные СО коэффициенты эмиссии вредных веществ [24], которые, по сути, отражают и санитарно-гигиенические показатели воздействия. С помощью автоматизированной системы (АС) ENGINE [21] и введённых нами далее коэффициентов $\bar{\mathcal{E}}_i$ можно исследовать эффективность применения малотоксичных видов топлив, перспективных топливных систем, топливных катализаторов и нейтрализаторов ОГ, систем рециркуляции ОГ, а также оценить степень загрязнения воздуха РЗ при расчётах.

Напомним, что \mathcal{E}_i представляет собой произведение совокупного показателя вредности отработавших газов E (условных г/кг топлива) на удельный индикаторный расход топлива g_i (кг/кВт·час): $\mathcal{E}_i = E \cdot g_i$ (условных г/кВт·час). При этом, совокупный показатель вредности выхлопных газов – приведенный удельный выброс E (условных г/кг топлива) вычисляется как взвешенная с учетом относительной агрессивности A_i сумма удельных выбросов e_i (г/кг топлива) химических компонентов:

$$E = \sum A_i e_i = A_{CH} \cdot e_{CH} + A_{NOx} \cdot e_{NOx} + A_{CO} \cdot e_{CO} + A_{TЧ} \cdot e_{TЧ} + \dots$$

Использованные в расчетах относительные агрессивности компонентов ОГ A_i нормированы по СО и определяются из формулы: $A_i = a_i \cdot \alpha_i \cdot \delta_i \cdot \lambda_i \cdot \beta_i$, где: a_i – относительная опасность присутствия примеси в воздухе, вдыхаемом человеком;

α_i – поправка, учитывающая вероятность накопления исходной примеси или вторичных загрязняющих веществ в компонентах окружающей среды и цепях питания, а также поступление примеси в организм человека не ингаляционным путем;

δ_i – поправка, характеризующая вредное воздействие примеси на остальных реципиентов (кроме человека);

λ_i – поправка на вероятность вторичного заброса примеси в атмосферу после их оседания на поверхности (для пыли);

β_i – поправка на вероятность образования из исходных примесей, выброшенных в атмосферу, вторичных загрязняющих веществ, более опасных, чем исходные (для легких углеводородов).

Показатель a_i задает уровень опасности воздействия для человека вещества i -го типа по отношению к уровню опасности оксида углерода. Тогда:

$$\mathcal{E}_i = g_i \cdot \sum_{i=1}^n A_i \cdot e_i, \quad a_i = \sqrt{\frac{ПДК_{cc}^{CO} \cdot ПДК_{pз}^{CO}}{ПДК_{cc}^i \cdot ПДК_{cc}^i}}$$

где: $ПДК_{cc}^i$ и $ПДК_{pз}^i$ – соответственно предельно допустимые среднесуточные концентрации и концентрации в рабочей зоне i -го токсичного компонента ОГ.

Как видно из формулы, в неё входят ПДК, характеризующие степень воздействия вредных факторов на человека как в окружающей среде, так и при его нахождении в РЗ:

$$\mathcal{E}_\Sigma = \sum_{i=1}^n \mathcal{E}_i, \quad \mathcal{E}_\Sigma = g_i \cdot \sum_{i=1}^n \sqrt{\frac{2 \cdot 30}{ПДК_{cc}^i \cdot ПДК_{cc}^i}} \cdot a_i \cdot \alpha_i \cdot \delta_i \cdot \lambda_i \cdot \beta_i$$

Таким образом, \mathcal{E}_Σ учитывает технико-экологические и экономические показатели работы машины, а также санитарно-гигиеническое воздействие на

работников. Его можно использовать для объективной оценки эффективности внедрения различных мероприятий снижения выбросов источника ВВ в рабочую зону и на территорию предприятия.

Для оценки эффективности мероприятий по улучшению условий труда работников обкаточного участка и зоны технического обслуживания и текущего ремонта (ТО и ТР) предприятий сельхозмашиностроения введем безразмерные коэффициенты $\bar{\mathcal{E}}_i$ по формуле:

$$\bar{\mathcal{E}}_i = \frac{\mathcal{E}_i}{\mathcal{E}_\Sigma}$$

Для зоны технического обслуживания и текущего ремонта автомобилей проведены расчеты коэффициентов $\bar{\mathcal{E}}_i$ для дизельных и карбюраторных двигателей различных машин, учитывающие различные ВВ: бенз(а)пирен, углеводороды, угарный газ, диоксид азота, альдегиды и частицы твердой сажи. Расчеты для $\text{C}_{20}\text{H}_{12}$ и NO_x производились по математическим моделям из главы 2. На рисунках 5.10 и 5.11 представлены результаты этих расчетов.

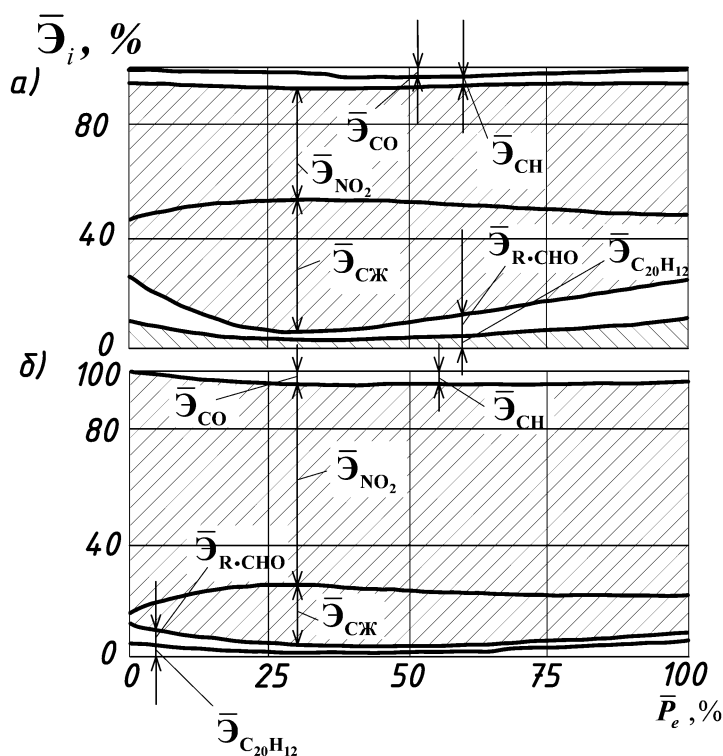


Рис. 5.10 Дизельные ДВС: а) двигатель ЯМЗ-236, $N = 44$ кВт;

б) двигатель ЯМЗ-240, $N = 175$ кВт

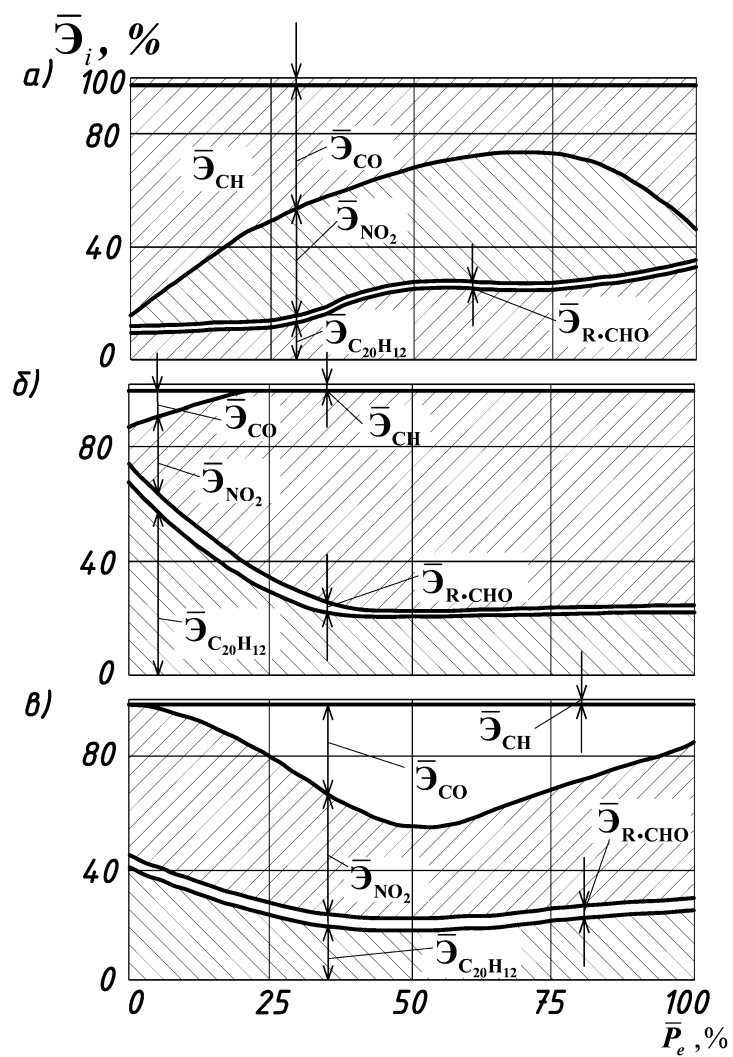


Рис. 5.11 Карбюраторные двигатели: а) МЗМА-412, $N = 44$ кВт;

б) с вихревым зажиганием $N = 53$ кВт;

в) ЗИЛ 130, $N = 110$ кВт;

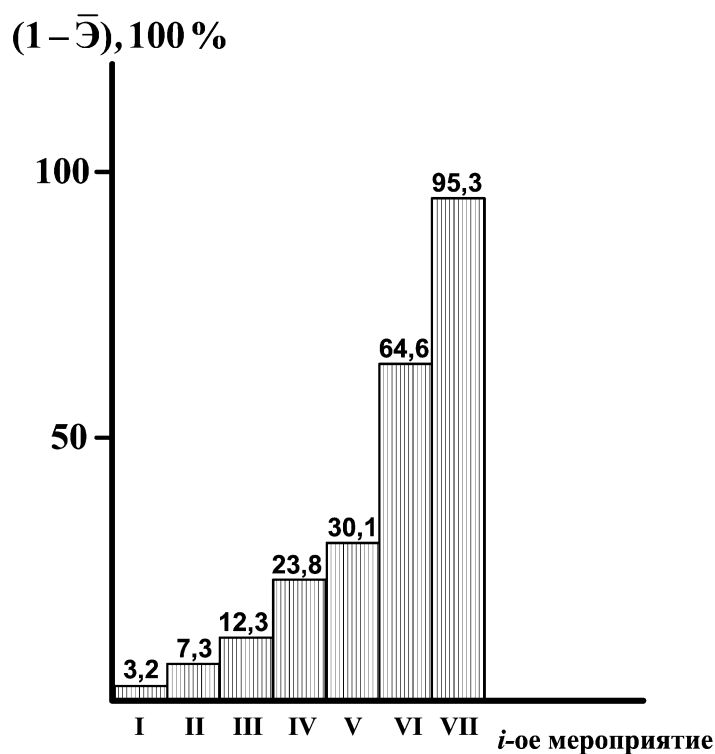


Рис. 5.12 Относительная эффективность применения мероприятий, улучшающих характеристики источника загрязнения (двигатели транспортных машин):

- I – применение присадок к топливу
- II – применение топлив EURO-качества
- III – регулирование угла опережения впрыска и угла опережения зажигания
- IV – применение природного газа
- V – использование топливных катализаторов;
- VI – применение водорода;
- VII – внедрение нейтрализаторов, систем очистки

5.6.2 Критерии оценки эффективности воздухоохраных мероприятий в производственных помещениях.

Существуют различные критерии и методы оценки эффективности воздухообмена. Все они имеют недостатки и не всегда могут быть применимы в системе действующих санитарно-гигиенических нормативов.

В основном такие критерии введены для количественных оценок работы

систем вентиляции и условно делятся на две группы показателей:

- показатели, определяющие способность системы вентиляции заменять воздух в помещении;
- показатели, определяющие способность системы вентиляции удалять присутствующие в воздухе помещения вредные вещества.

Рассмотрим их кратко. В работе [7] предлагается использовать в качестве критерия показатель локального качества воздуха в помещении ε_p^c , который равен отношению концентрации вредных веществ в вытяжном воздухе к локальной концентрации вредного вещества в отдельно взятой точке помещения p . Определяя этот показатель в течение рабочего дня и на протяжении нескольких суток можно получить зависимости от времени, которые в дальнейшем необходимы для планирования воздухоохраных мероприятий. В работе [7] также рассматривается критерий эффективности воздухообмена ε_a . Он представляет собой показатель скорости замены воздуха в помещении и равен отношению минимально возможного времени воздухообмена в помещении к фактическому времени замены воздуха. Минимально возможное время замены воздуха в помещении теоретически есть величина обратная кратности воздухообмена, а фактическое время воздухообмена непосредственно связано со средним “возрастом” воздуха в помещении. Концепция “возраста” воздуха была предложена ещё в 1981 г. Сандбергом, она является мерой качества воздуха в любой точке помещения и учитывает образующиеся застойные зоны.

Существуют и другие методы оценки качества воздуха. В работе [57] предложен интегральный показатель качества воздуха ε_w , который определяется как отношение средней по времени концентрации ВВ на рабочих местах к предельно допустимой. Данный показатель качества воздуха, в отличие от других, учитывает распределение концентраций ВВ по зонам помещения и их изменение во времени. Это позволяет выбрать воздухообмен из условия обеспечения максимально чистого воздуха. Такой подход, как отмечает автор, позволяет учесть размещение рабочих мест по зонам помещения и режим работы в них. Однако непонятно, как можно сравнивать средние концентрации ВВ в воз-

духе с ПДК, которые зачастую установлены для токсичных газов как максимально-разовые, а не среднесменные. Встречаются в научной литературе и другие показатели. Выбор того или иного показателя зависит от конкретных целей, реализуемых системами вентиляции. В нашем же случае это, во-первых – обеспечение безопасных условий труда работников, а во-вторых – выбор рациональных схем и режимов работы вентиляции.

В соответствии с принципом идентификации опасностей, загрязненное пространство помещения (рассматриваются плоскостные «срезы» на уровне дыхания) можно ранжировать по зонам загазованности, в соответствии с критерием безопасности. В качестве последнего выступает регламентируемая нормативами относительная концентрация ВВ в воздухе РЗ.

Когда имеется детальная информация об источниках загрязнения, например, в рассматриваемом помещении обкатки машин, нами предлагается в качестве критерия, позволяющего количественно оценить влияние загазованности воздуха исследуемых помещений несложной конфигурации на человека – относительную площадь зон загазованности.

Для каждой из рассматриваемых трёх зон: опасной, хронического воздействия и санитарно-гигиенической рассчитывается критерий $k_{\bar{s}}(t)$, с помощью которого можно объективно оценить степень загазованности воздуха в исследуемом помещении и в рабочей зоне и количество рабочих мест, попадающих в каждую из этих зон. Для дискретной оценки вредного влияния ВВ на работников и определения относительных размеров рассмотренных зон загазованности, целесообразно разбить загрязненное пространство помещения на несколько зон:

- **зона А** – *санитарно-гигиеническая*, в границах которой соблюдается санитарно-гигиенический норматив и выполняется неравенство

$$\frac{C_{CO}}{ПДК_{p.з.CO(м.р.)}} + \frac{C_{NO_2}}{ПДК_{p.з.NO_2(м.р.)}} \leq 1;$$

- **зона В** – *зона хронического воздействия загазованности*, где соблюда-

ется условие $1 \leq \frac{C_{CO}}{ПДК_{p.з.CO(м.р.)}} + \frac{C_{NO_2}}{ПДК_{p.з.NO_2(м.р.)}} \leq 7$;

- **зона С** - *опасная зона*, где превышен порог раздражения слизистых оболочек дыхания человека и соблюдается условие $\frac{C_{CO}}{ПДК_{p.з.CO(м.р.)}} + \frac{C_{NO_2}}{ПДК_{p.з.NO_2(м.р.)}} > 7$.

Таблица 1. 9

Ранжирование загазованного пространства на зоны

Зона	Название	Условие	Размер зоны
Зона А	Санитарно-гигиеническая	$\sum_{i=1}^n \frac{C_i}{ПДК_i} \leq 1$	$k_{\bar{S}}^A = \frac{S_A}{S_{\Pi}}$
Зона В	Хронического воздействия загазованности	$1 < \sum_{i=1}^n \frac{C_i}{ПДК_i} \leq 7$	$k_{\bar{S}}^B = \frac{S_B}{S_{\Pi}}$
Зона С	Опасная	$\sum_{i=1}^n \frac{C_i}{ПДК_i} > 7$	$k_{\bar{S}}^C = \frac{S_C}{S_{\Pi}}$

Ранжирование по зонам загазованности (таблица 1.9) хорошо коррелирует с установленной нормативами классификацией условий труда по опасным и вредным факторам (таблица 1.3).

Зная, как меняется относительная площадь зон загазованности с течением рабочего времени, количество находящихся в ней рабочих мест и время пребывания в ней работников можно эффективно планировать защитные мероприятия.

Что касается параметров производственного микроклимата, а именно температуры воздуха РЗ, то аналогично пространство помещения, загрязненное выделившимися избытками явного тепла можно ранжировать по зонам с различными параметрами микроклимата. В качестве критериев безопасности здесь необходимо принять так называемые оптимальную и допустимую температуры воздуха в РЗ. Поскольку нормативами регламентируется диапазон таких температур, то удобнее иметь дело с абсолютными значениями параметров. Ниже представлены нами рекомендуемые температурные зоны:

- **зона А'** – *комфортная зона*, в границах которой соблюдаются оптимальные температуры воздуха, которые обеспечивают ощущение теплового комфорта и создают предпосылки для высокой работоспособности, при этом выполняется условие $t_{i\dot{r}\dot{o}}^{\min} \leq t_{D\zeta} \leq t_{i\dot{r}\dot{o}}^{\max}$;

- **зона В'** – *допустимая температурная зона*, где соблюдаются допустимые температуры воздуха, которые не вызывают у работников нарушения состояния здоровья, и не могут приводить к возникновению ощущений теплового дискомфорта, напряжению механизмов терморегуляции, ухудшению самочувствия и понижению работоспособности, при этом выполняются следующие условия

$$\begin{cases} t_{\ddot{a}\dot{r}\dot{i}}^{\min} < t_{D\zeta} < t_{i\dot{r}\dot{o}}^{\min} \\ t_{i\dot{r}\dot{o}}^{\max} < t_{D\zeta} < t_{\ddot{a}\dot{r}\dot{i}}^{\max} \end{cases}$$

- **зона С'** - *опасная зона*, где повышенная или пониженная температура воздуха при длительном и систематическом воздействии на человека вызывают напряжение реакций терморегуляции которые выходят за пределы физиологических приспособительных возможностей, что не допустимо. В этой зоне справедливы условия

$$\begin{cases} t_{D\zeta} > t_{\ddot{a}\dot{r}\dot{i}}^{\max} \\ t_{D\zeta} < t_{\ddot{a}\dot{r}\dot{i}}^{\min} \end{cases}$$

Чтобы количественно оценить воздействие избытков теплоты на качество воздуха исследуемых помещений введём критерий, представляющий собой – относительную площадь температурных зон.

Для каждой из рассматриваемых трёх зон: комфортной, допустимой и опасной рассчитывается критерий $T_s(t)$, с помощью которого можно объективно оценить степень качества воздуха по температуре в исследуемом помещении и в рабочей зоне и количество рабочих мест, попадающих в каждую из этих зон.

Ранжирование загазованного пространства на зоны

Зона	Название	Условие	Размер зоны
Зона А'	Комфортная	$t_{\hat{i}\hat{i}\hat{o}}^{\min} \leq t_{D\zeta} \leq t_{\hat{i}\hat{i}\hat{o}}^{\max}$	$T_s^{A'} = \frac{S_{A'}}{S_i}$
Зона В'	Допустимая	$\begin{cases} t_{\hat{a}\hat{i}\hat{i}}^{\min} < t_{D\zeta} < t_{\hat{i}\hat{i}\hat{o}}^{\min} \\ t_{\hat{i}\hat{i}\hat{o}}^{\max} < t_{D\zeta} < t_{\hat{a}\hat{i}\hat{i}}^{\max} \end{cases}$	$T_s^{B'} = \frac{S_{B'}}{S_i}$
Зона С'	Опасная	$\begin{cases} t_{D\zeta} > t_{\hat{a}\hat{i}\hat{i}}^{\max} \\ t_{D\zeta} < t_{\hat{a}\hat{i}\hat{i}}^{\min} \end{cases}$	$T_s^{C'} = \frac{S_{C'}}{S_i}$

Ранжирование по температурным зонам (таблица 1.10) хорошо коррелирует с установленной нормативами классификацией условий труда по опасным и вредным факторам (таблица 1.3).

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Решение комплексной проблемы – обеспечение экологичности транспортных машин, а также безопасных условий труда при производстве, ремонте и эксплуатации объектов автотракторного машиностроения – важная задача, решение которой лежит в плоскости создания новых качественных математических моделей, адекватно описывающих физико-химические процессы как в источнике загрязнения (двигатель), так и на пути распространения вредных веществ в окружающей среде.

Поэтому в монографии рассмотрены как математические модели образования и выделения вредных веществ в источниках загрязнения, так и теория и методы обеспечения безопасности труда операторов технологических и транспортных машин на основе математического моделирования формирования опасных и вредных производственных факторов (ОВПФ) в рабочих зонах.

Для достижения поставленной задачи в работе рассмотрены следующие научные и технические задачи: теоретическое исследование процессов загазованности и запылённости для соответствующих технологических машин и оборудования; теоретическое исследование процесса тепломассопереноса вредных веществ и избытков теплоты в производственных помещениях с активной вентиляцией; экспериментальное исследование процессов загазованности и запылённости, идентификация источников ОВПФ и выявление опасных зон превышения ПДУ и ПДК; разработка программного обеспечения, позволяющего оперативно определять опасные зоны загазованности, запылённости и области неудовлетворительных параметров микроклимата, как в штатных, так и в аварийных ситуациях; разработка схемных решений комплексных систем защиты от рассматриваемых в проекте ОВПФ; разработка методов расчёта систем защиты по критериям обеспечения ПДК, ПДУ и достижения нормативных параметров микроклимата производственной среды.

Для раскрытия закономерностей формирования ОВПФ в производственной среде необходимо детальное математическое описание нестационарных процессов тепломассопереноса вредных веществ и избытков теплоты от источников загрязнения в трехмерной постановке,

Результаты могут быть использованы на стадии проектирования систем безопасности, обеспечивающих защиту операторов технологических машин и операторов участков обкатки машиностроительных предприятий от воздействия различных ОВПФ в штатных режимах работы технологического оборудования.

По мнению авторов монографии, универсальность предложенного подхода к моделированию исследуемых процессов, основанного на базовых классических дифференциальных уравнениях газовой динамики (Навье-Стокса) и теплопроводности (Фурье-Кирхгофа) позволит решать поставленные задачи и для более широкого класса производств (сварочные и литейные цеха).

Литература.

1. Алексеенко Л.Н., Булыгин Ю.И., Деундяк Д.В., Корончик Д.А. Модели образования вредных веществ в цилиндре транспортного ДВС и их идентификация. // Сб. трудов межд. науч.-техн. конф. «Двигатель – 2007», Москва: МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2007, С. 402-406.
2. Алексеенко Л.Н., Булыгин Ю.И., Деундяк Д. В., Корончик Д.А. Моделирование образования вредных веществ в цилиндре транспортного ДВС // Авто-транспортный комплекс – проблемы и перспективы, экологическая безопасность: сб. тр. Всерос. науч.-техн. конф. – Пермь, 2007.-С. 284-290.
3. Алексеенко Л.Н., Каменский Е.Н. Синтез и исследование связи технических и санитарно-гигиенических критериев нормирования негативного воздействия выбросов наземного транспорта // Юбилейные научные чтения «Белые ночи-2008»: материалы Межд. науч. чтений межд. академии наук экологии и безопасности жизнедеятельности МАНЭБ.- СПб., 2008.-Ч.2.-С. 159-161.
4. Алексеенко Л.Н. Моделирование выделения вредных веществ в воздух рабочей зоны участков обкатки машиностроительных предприятий. // Вестник ДГТУ.-2009.- Т.9, № 2(41).- С. 271-283.
5. Алексеенко Л.Н. Прогнозирование качества воздушной среды рабочих зон участков обкатки и ремонта машиностроительных предприятий. // Инновационные технологии и экономика в машиностроении: тр. VII Всерос. науч.-практ. конф. с межд. участием, - Томск, 2009.- С. 529-534.
6. Алексеенко Л.Н., Булыгин Ю.И., Маслов Е.И. Моделирование процессов распространения вредных веществ в производственных помещениях. // сб. тр. Межд. науч.-техн. конф. в рамках промышленного конгресса Юга России и межд. специализир. выставки «Метмаш.Станкоинструмент – 2009»,– Ростов н/Д, 2009.- С. 217-222.
7. Алексеенко Л.Н. Определение факторов, снижающих загазованность воздуха рабочих зон участков обкатки машин: Диссертация на соискание уч. степ. канд. техн. наук, г. Ростов-на-Дону, 2009.- 186 с.

8. Ахмедов Р.Б., Цирюльников Л.М. Технология сжигания горючих газов и жидких топлив. – Л.: Недра, 1984, 283 с.
9. Бадалян Л.Х. Динамика выбросов токсичных компонентов с отработавшими газами двигателей автотранспорта. // Безопасность жизнедеятельности. – 2005. – N 2. – С. 24-32.
10. Белов С.В., Козьяков А.Ф., Партолин О.В. и др. Средства защиты в машиностроении: расчет и проектирование. Справочник. / М.: Машиностроение, 1989, 368 с.
11. Белушкина Г.В., Булыгин Ю.И., Деундяк Д.В. Об особенностях построения и исследования математической модели образования и сгорания бенз(а)пирена в двигателях тепловых машин. // В сб. науч. тр. «Интегро-дифференциальные операторы и их приложения», Ростов-наДону: ДГТУ, 2008, вып. 8, С. 13-18.
12. Белушкина Г.В., Деундяк Д.В. Применение математической модели образования бенз(а)пирена в ДВС для расчета вредных выбросов в рабочих зонах транспортных предприятий. Труды участников Международной школы-семинара памяти Н.В. Ефимова 9-15 сентября / СКНЦ ВШ ЮФУ АПСН, – Ростов-на-Дону. 2008г. С.164-165
13. Белушкина Г.В., Булыгин Ю.И., Деундяк Д.В. О применении математической модели образования и выгорания бенз(а)пирена в ДВС для нормирования выделения канцерогенов. // Сб. тр. межд. науч.-практ. конф. «Металлургия. Машиностроение. Станкоинструмент». Ростов-на-Дону, ВЦ «Вертолэкспо». Ростов-на-Дону: 2008, С. 101-105.
14. Белушкина Г.В., Деундяк Д.В. Об уточненной математической модели образования и сгорания оксидов азота в дизелях тепловых машин. // Материалы Международного Российско-Абхазского симпозиума «Уравнения смешанного типа и родственные проблемы анализа и информатики», 17-22 мая, Нальчик-Эльбрус. КБНЦ РАН, 2009. С.164-165.
15. Берлянд М.Я. Прогноз и регулирование загрязнения атмосферы. Л.: Гидрометеиздат, 1985. 272 с.

16. Бородулин А.И., Майстренко Г.М., Чалдин Б.М. Статистическое описание распространения аэрозолей в атмосфере: метод и приложения. Новосибирск: Изд-во Новосибирского ун-та. 1992. 123 с.
17. Булыгин Ю.И., Давлетшин Р.Ф., Яценко О.В. // Элементарные химические процессы в ДВС: кинетическое описание // Изв. вузов. Сев.-Кав. регион. Естеств. науки. 1995. №4. С. 44-54.
18. Булыгин Ю.И., Давлетшин Р.Ф., Яценко О.В.//Математическая модель процесса горения в поршневом ДВС // Изв. вузов. Сев.-Кав. регион. Естеств. Науки. 1995. № 4. С. 19-21.
19. Булыгин Ю.И., Жигулин И.Н., Аствацатуров А.Е., Ладоса Е.Н., Сакаев Э.К., Яценко О.В. // Компьютерная модель термогазодинамики и химических превращений в поршневом двигателе // Изв. вузов. Сев.- Кав. регион. Техн. науки. 2001. № 1. С. 75-83.
20. Булыгин Ю.И., Жигулин И.Н., Магнитский Ю.А., Яценко О.В. Математическое моделирование рабочего процесса поршневых машин. Монография. РГУ ПС. Ростов н/Д, 2001. 208 с.
21. Булыгин Ю.И., Яценко О.В., Жигулин И.Н., Ладоса Е.Н. Расчет энерго-экологических параметров ДВС “ENGINE” / Свидетельство об оф. рег. ПрЭВМ №2002610605. М.: РОСПАТЕНТ, 2002.
22. Булыгин Ю.И., Сакаев Э.К., Бомштейн Л.Г., Чичин А.В., Чичин В.А. О санитарно-защитных зонах предприятий, эксплуатирующих тепловозы // Локомотив. 2003. № 8. С. 35-36.
23. Булыгин Ю.И., Аствацатуров А.Е., Яценко О.В., Магнитский Ю.А., Сакаев Э.К. Способ регулирования угла опережения впрыска топлива в ДВС. Патент № 2215897 РФ. Приоритет 16.07.01.- Оpub. в Б.И. 10.11.2003, Бюл. № 31. С2 Кл.7 F 02 M 65/00, G 01 M 15/00.
24. Булыгин Ю.И. Экспериментальное и компьютерное исследование рабочего процесса и токсичности тепловозных двигателей внутреннего сгорания. – Ростов–на–Дону: ДГТУ, 2006, 144 с.

25. Булыгин Ю.И., Деундяк Д.В., Могилевская Н.С. Идентификация моделей внутрицилиндровых процессов и образования вредных веществ в камере сгорания ДВС. // Изв. вузов. Сер. Машиностроение. – 2007. – №4, С. 71-77.
26. Булыгин Ю.И., Деундяк Д.В., Корончик Д.А. Моделирование рабочего процесса и процессов образования токсичных компонентов в цилиндре транспортного двигателя. // Сб. трудов межд. науч.-техн. конф. «Двигатель – 2007», Москва: МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2007, С. 397-402.
27. Булыгин Ю.И., Деундяк Д.В. Улучшение условий труда испытателей участков обкатки машин и работников ремонтных предприятий путем обеспечения ПДК вредных веществ в рабочей зоне. // Сб. тр. VII Всерос. науч.-практ. конф. с межд. участием «Инновационные технологии и экономика в машиностроении», Юрга: ЮТИ, 2009.
28. Бутусов О.Б., Татарников В.А. Трехмерная математическая модель атмосферного переноса промышленных загрязнений от точечных источников в условиях городской среды. // Информационные проблемы изучения биосферы: Геоэкоинформационные центры РАН. Научное совещание по проблемам биосферы. М. 1992. С. 91 -96.
29. Бызова Н.Л., Гаргер Е.К., Иванов В.Н. Экспериментальные исследования атмосферной диффузии и расчет распространения примеси. Л.: Гидрометеоиздат, 1991.
30. Воронин В.Г., Смирнов Г.А., Маховер М.С. Актуальность нормирования выбросов бенз(а)пирена с отработавшими газами ДВС. // Двигателестроение. – 1989. – № 3. – С. 47-50.
31. ГОСТ 12.1.005-88 ССБТ. Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны. М., Издательство стандартов, 1988.
32. ГОСТ Р 51249-99. Дизели судовые, тепловозные и промышленные. Выбросы вредных веществ с отработавшими газами. Нормы и методы определения. М., Издательство стандартов, 1999.

33. ГОСТ Р 51250-99. Дизели судовые, тепловозные и промышленные. Дымность отработавших газов. Нормы и методы определения. М., Издательство стандартов, 1999.
34. Гримитлин М.И., Тимофеева О.Н., Эльтерман Е.Н., Эльянов Л.С. Вентиляция и отопление цехов судостроительных заводов. Изд. 2-е, перераб. и дополн. Л., «Судостроение», 1978, 240 с.
35. Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей под редакцией А.С. Орлина, М.Г. Круглова и др. М.: Машиностроение, 1983, 372 с.
36. Двигатели внутреннего сгорания: Учеб. для вузов / Хачиян А.С., Морозов К.А., Луканин В.Н. и др.; Под ред. Луканина В.Н. – М.: Высш. шк., 1985. – 311 с.
37. Деундяк Д.В. Об исследовании математической модели образования и сгорания бенз(а)пирена для дизельных двигателей. // В сб. науч. тр. «Интегро-дифференциальные операторы и их приложения», Ростов-наДону: ДГТУ, 2008, вып. 8. С. 50-60.
38. Деундяк Д.В., Ладоса Е.Н., Яценко О.В. Термохимический метод экологичности автотранспортных двигателей // Известия вузов. Сев.-Кав. рег. Технические науки. 2000, N 2, С. 91-92.
39. Деундяк Д.В. Обеспечение нормативных концентраций токсичных веществ в рабочей зоне с целью улучшения условий труда работников обкаточных участков и ремонтно-обслуживающих предприятий: Диссертация на соискание уч. степ. канд. техн. наук, Ростов-на-Дону, 2009.- 183 с.
40. Дизели. Справочник. Л. Машиностроение. Под редакцией Ваншейдта, 1977, 480 с.
41. Дикун П.П., Красницкая Н.Д., Гун Л.К. К вопросу о методике отбора проб при изучении источников загрязнения атмосферы канцерогенными ПАУ. / В кн. «Практические и научные основы профилактики канцерогенных воздействий», Л, 1984, С. 79-85.
42. Динамическая метеорология. Л.: Гидрометеиздат, 1967. 607 с.

43. Дополнения к методике проведения инвентаризации выбросов загрязняющих веществ в атмосферу для авторемонтных предприятий (расчетным методом). М.: Машиностроение, 1999.
44. Дополнения и изменения к методике проведения инвентаризации выбросов загрязняющих веществ в атмосферу автотранспортных предприятий (расчетным методом). М.: Машиностроение, 1999.
45. Дополнения к методике проведения инвентаризации выбросов загрязняющих веществ в атмосферу для баз дорожной техники (расчетным методом). М.: 1999.
46. Замай С.С., Якубайлик О.Э. Модели оценки и прогноза загрязнения атмосферы промышленными выбросами. Красноярск, 1998. 109 с.
47. Звонов В.А. Процессы образования токсичных веществ и разработка способов уменьшения их выбросов ДВС. – Москва: Автореферат диссерт. на соискание степени д.т.н., 1980.
48. Звонов В.А., Махов В.З. Токсичность двигателей внутреннего сгорания. М.: Машиностроение, 1981, 160 с.
49. Згуровский М.З., Скопецкий В.В., Хрущ В.К., Беляев Н.Н. Численное моделирование распространения загрязнения в окружающей среде. – Киев: Наукова думка.- 1997.-368 с.
50. Зельдович Я.Б., Садовников П.Я., Франк-Каменецкий Д.А. Окисление азота при горении.-М.-Л.: Изд-во АН СССР, 1947.- 148 с.
51. Иващенко Н.А., Кавтарадзе Р.З., Голосов А.С. Метод расчета локальных концентраций оксидов азота в поршневых двигателях с внутренним смесеобразованием на основе многозонной модели // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. – 2004.– N 1.
52. Ивлиев А.В., Розно В.Г. Применение спектрально-флуоресцентного метода количественного определения эмиссии бенз(а)пирена ГТД. / В кн. «Горение в потоке», Казань: КАИ, 1982, С. 65-68.

53. Канило П.М., Подгорный А.Н., Христин В.А. Энергетические и экологические характеристики ГТД при использовании углеводородных топлив и водорода. – Киев: Наукова Думка, 1987, 224 с.
54. Канило П.М., Лутай А.В., Рябека В.П. и др. Определение концентрации бенз(а)пирена в отработавших газах газотурбинных двигателей и возможные пути ее снижения. / В кн. «Рабочие процессы в камере сгорания воздушно-реактивных двигателей», Казань: КАИ, 1987, С. 36-45.
55. Колчин А.И., Демидов В.П. Расчёт автомобильных и тракторных двигателей. Учеб. пособие для вузов. – М.: Высш. Школа, 1980. – 400 с.
56. Кравченко В.Н., Сувырин Ю.В. Выбор диагностических показателей оценки приработки двигателя внутреннего сгорания. – В кн.: Новое в технологии, организации и экономичности ремонта промышленного оборудования – Л., 1983, С. 74-80.
57. Кузнецов И.С. Моделирование полей концентраций вредных веществ и обоснование воздухообмена в производственных помещениях: Диссертация на соискание уч. степ. канд. техн. наук, Ростов-на-Дону, 2009.- 183 с.
58. Кульчицкий А.Р. Токсичность автомобильных и тракторных двигателей: Учеб. пос. для высшей школы.-2-е изд., испр. и доп.-М.: Академический Проект, 2004.-400 с.
59. Ладоша Е.Н., Холодова С.Н., Яценко О.В. Статистические методы и идентификация математических моделей токсичности транспортных двигателей // Изв. Вузов. Сев.-Кав. регион. Естеств. науки. 2005. №2. С.20-26.
60. Лоскутов А.С., Новоселов А.Л., Вагнер В.А. Снижение выбросов окислов азота дизелями в атмосферу./ Алт. Краевое правление Союза НИО СССР.- Барнаул: Б.И., 1990.- 120с.
61. Лукачев С.В., Ивлиев А.В., Матвеев С.Г., Розно В.Г. Способ отбора пробы продуктов сгорания и подготовки ее к анализу на бенз(а)пирен. Авт. Свид. 1511627, МКИ G01N1/22./(СССР). – N 4344307/31–26; Заяв. 15.12.87; Оpubл. 30.09.89, Бюл. N 36. – 2 с.

62. Лукачев С.В., Горбатко А.А., Матвеев С.Г. Образование и выгорание бенз(а)пирена при сжигании углеводородных топлив. – М.: Машиностроение, 1999, 152 с.
63. Марчук Г.И. Математическое моделирование в проблеме окружающей среды.- М.: Наука.-1982.-320 с.
64. Месхи Б.Ч., Булыгин Ю.И., Алексеенко Л.Н., Маслов Е.И. Моделирование процессов переноса и ассимиляции вредных веществ в загазованном помещении участка обкатки. // Вестник ДГТУ.- 2009.- Спецвыпуск. Технические науки. Часть I.- С. 56-69.
65. Месхи Б.Ч., Булыгин Ю.И., Алексеенко Л.Н., Деундяк Д.В. Синтез и исследование связи технических и санитарно-гигиенических критериев нормирования негативного влияния выбросов дизельных машин // Безопасность жизнедеятельности, N 1, 2009.
66. Методика определения валовых выбросов вредных веществ в атмосферу основным технологическим оборудованием предприятий автомобильного и сельскохозяйственного машиностроения. М.: Машиностроение, 1991.
67. Методика проведения инвентаризации выбросов загрязняющих веществ в атмосферу для авторемонтных предприятий (расчетным методом). М.: Машиностроение, 1998.
68. Методика проведения инвентаризации выбросов загрязняющих веществ в атмосферу автотранспортных предприятий (расчетным методом). М.: Машиностроение, 1998.
69. Методика проведения инвентаризации выбросов загрязняющих веществ в атмосферу для баз дорожной техники (расчетным методом). М.: 1998.
70. Методика расчёта выбросов загрязняющих веществ в атмосферу от стационарных дизельных установок. СПб., МПР РФ, 2001.
71. Методика расчета концентраций в атмосферном воздухе вредных веществ, содержащихся в выбросах предприятий. ОНД-86. Л.: Гидрометеиздат, 1987. 93 с.

72. Методика прогнозирования масштабов заражения сильнодействующими ядовитыми веществами при авариях (разрушениях) на химически опасных объектах и транспорте. Руководящий документ РД 52.04.253-90. Л.: Гидрометеиздат, 1991. 23 с.
73. Монин А.С., Яглом А.М. Статистическая гидромеханика. Механика турбулентности. М.: Наука, 1965. 720 с.
74. Носырев Д.Я. Скачкова Е.А., Росляков А.Д. Вопросы загрязняющих веществ тепловозными дизелями в условиях эксплуатации. Учеб. пособие\ СамГАПС, Самара, 2003.- 91 с.
75. Носырев Д.Я. Скачкова Е.А. Механизмы и особенности образования оксидов азота в тепловозных дизелях: монография. -Самара: СамГАПС, 2005.- 154 с.
76. Обкатка и испытание тракторных и комбайновых дизелей при капитальном ремонте. – М.: ГОСНИТИ, 1988.
77. Орлов Н.И., Смайлис В.И. Временные рекомендации по расчету выбросов от стационарных дизельных установок. Л., 1988.77. Охрана труда на автотранспортных предприятиях. Справочник. Под ред. Салова А. И. / М.: Транспорт, 1976, 248 с.
78. Охрана труда на автотранспортных предприятиях. Справочник. Под ред. Салова А.И. / М.: Транспорт, 1976. 248 с.
79. Пашенко С.Э., Сабельфельд К.К. Атмосферный и техногенный аэрозоль (кинетические, электронно-зондовые и численные методы исследования): В 2 ч. Новосибирск. Ч. 1. 1992 . 190 с. Ч. 2. 1992 .118 с.
80. Пененко В.В., Алоян А.Е. Модели и методы для задач охраны окружающей среды. Новосибирск: Наука. Сиб. отделение, 1985. 256 с.
81. Разлейцев Н.Ф. Кинетическое уравнение динамики образования и выгорания сажи в цилиндре дизеля. – Двигатели внутреннего сгорания, 1977, вып. 26, с. 10-18.
82. Сабоннадьер Ж.К., Кулон Ж.Л. Метод конечных элементов и САПР. М.: Мир, 1989. 190 с.

83. Свиридов Ю.Б. Принципы построения обобщенной теории сгорания в дизелях. - Двигателестроение. 1980, № 9; № 11.
84. Селиверстов А.Н. Вентиляция фабрично-заводских помещений. Т.1. НКТП СССР, ОНТИ. М.: Госстройиздат, 1934.
85. Смайлис В.И. Рециркуляция отработавших газов как средство сокращения выбросов окислов азота дизелями.- В кн.: Снижение загрязнения воздуха в городе выхлопными газами автомобилей.- М.: НИИНавтопром, 1971. – С. 118-126.
86. Смайлис В.И. Малотоксичные дизели.-Л.: Машиностроение, 1972.- 127 с.
87. СНиП 2.04.05-91* (2000). Отопление, вентиляция и кондиционирование.
88. СНиП 41-01-2003. Отопление, вентиляция и кондиционирование
89. Тейлор Дж. Атмосферная диффузия и загрязнение воздуха // Под ред. Моница А.С. – М., 1962.
90. Теория двигателей внутреннего сгорания /Под. ред. проф. д-ра техн. наук Н.Х.Дьяченко. Л., Машиностроение (Ленингр. отделение), 1974.
91. Теплицкая Т.А. Методы количественного анализа ПАУ для фонового мониторинга загрязняющих веществ. // Проблемы фонового мониторинга состояния природной среды. – 1986. – Вып. 4. – С.257-262.
92. Удельные показатели выбросов загрязняющих веществ в атмосферу для ремонтно-обслуживающих предприятий и машиностроительных заводов агропромышленного комплекса. М.: Машиностроение, 1992.
93. Шпольский Э.В. Новые данные о природе квазилинейчатых спектров органических соединений. // Успехи физических наук. – 1963. – Т.80, вып. 2.– С.225-279.
94. Экспериментально-расчетная оценка выбросов вредных веществ с отработавшими газами ДВС на эксплуатационных режимах работы / О.И. Демочка, В.Н.Ложкин и др. Технический отчет по НИР. СПб., НПО ЦНИТА, 1990.
95. Элементы системы автоматизированного проектирования ДВС: Алгоритмы прикладных программ: Учеб. пособие \ Р.М.Петриченко и др.- Л.: Машиностроение. Ленингр. отделение, 1990. – 328 с.

96. Brorstron-Lunden E., Lindsleog A. Degradation of PAH during simulated stacle gas sampling // Environmental Science and Technology. – 1985. – V. 19, N 4. – P.313-316.
97. Longwell J.P. Polycyclic aromatic hydrocarbons and soot from practical combustion systems. / In book «Soot in combustion systems and its toxic properties», N-Y, London: Plenum Press, 1983, p. 37-56.