

- применение перфорированных дроссельных шайб совместно с регулируемыми заслонками;
- применение глушителей шума на входе в трубопроводы разводки воздуха по гермокабине;
- оптимизация аэродинамических форм каналов;
- стабилизация потока за агрегатами СКВ с максимально возможным исключением срывных образований;
- использование нанокмпозиционных материалов с внутренним вибродемпфированием.

Выводы

1. В данной работе был проведен акустический анализ газодинамических шумов, генерируемых агрегатами систем воздухообмена на транспорте, и определено соответствие уровня акустического шума современным нормам.
2. Выявлены основные источники акустического шума в системах воздухообмена на транспорте.
3. Даны практические рекомендации по основным конструктивным решениям снижающим акустический шум в системе воздухообмена.

Литература

1. Антонова Н.В., Дубровин Л.Д. и др. Проектирование авиационных систем кондиционирования воздуха. 2006.
2. Скучик Е. Основы акустики. 1976.
3. Меркулов В.И. Овцынов П.В. Снижение аэродинамического шума выпускного клапана системы воздухообмена на транспорте. Известия МГТУ «ММИ» № 1(13) 2012.

Функциональная модель прогнозирования долговечности шин карьерных автосамосвалов

Горюнов С.В.

Университет машиностроения
(495) 223-05-23, доб. 1587, avt@mami.ru

Аннотация. Предложена функциональная модель прогнозирования долговечности пневматических шин карьерных автосамосвалов, учитывающая потери в ней мощности на гистерезис и на трение шины об опорную поверхность.

Ключевые слова: пневматическая шина, автомобиль, автосамосвал, протектор, износ, работа трения, мощность, температура

Шины являются трудоемкой и дорогостоящей продукцией. Одним из основных показателей качества шин является их долговечность. Эксплуатационные затраты на шины составляют 25...30 % и более от суммы расходов на транспортирование горной массы автосамосвалами, поэтому выявление факторов, влияющих на работоспособность шин и прогнозирование их долговечности, имеет важное значение для сокращения затрат предприятия [1].

При эксплуатации шина подвергается воздействию различных нагрузок, кроме этого на шину действуют и климатические условия. Оценить влияние всего многообразия факторов практически очень сложно. Поэтому для изучения вопроса работоспособности пневматических шин карьерных автосамосвалов необходимо использовать системный подход описания проблемы, т.е. когда рассматриваемая задача представляется в виде информационной системы знаний и закономерностей.

Для задания требований к системе и ее функциям, а затем для разработки собственно системы, которая соответствует заданным требованиям и исполняет заданные функции, использована методология структурного анализа SADT (Structured Analysis & Design Technique) [2]. В наибольшей мере решению этой проблемы соответствует смешанная методология стандарта IDEF0 и IDEF3. Методология IDEF0 используется для создания функцио-

нальной модели, отображающей структуру и функции системы, а также потоки информации и материальных объектов, связывающие эти функции. Функциональная модель отображает функциональную структуру объекта, т.е. производимые им действия и связи между этими действиями. IDEF3 используется как метод создания моделей процессов, дополняет IDEF0 и содержит все необходимое для их построения. Результатом применения методологии является модель, которая состоит из диаграмм, фрагментов текстов и глоссария, имеющих ссылки друг на друга.

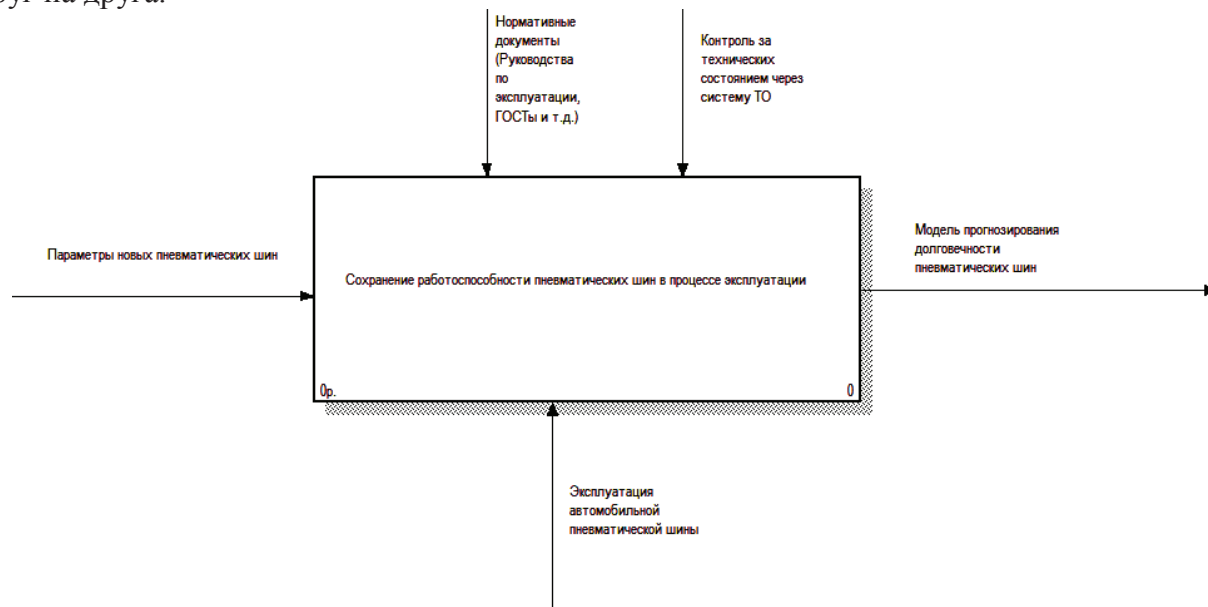


Рисунок 1. Функциональная модель прогнозирования долговечности шин карьерных автосамосвалов

Функцией высшего порядка в данной структурной модели будет «Сохранение работоспособности пневматических шин в процессе эксплуатации». На рисунке 1 представлена контекстная (родительская) диаграмма или диаграмма – предок, где определены и описаны основные взаимодействия (стрелки), которые активируют основную функцию:

- 1) в качестве ресурсов приняты данные о параметрах новых шин, к которым можно отнести конструкцию шины, тип протектора, материал шины, качество изготовления, износостойкость;
- 2) продуктом выполнения данной функции является методика прогнозирования ресурса пневматических шин;
- 3) в качестве управляющих воздействий приняты руководящие документы и контроль со стороны обслуживающего персонала (контроль давления в шинах, износ протектора и т.д.);
- 4) в качестве механизма исполнения функции принята работа автомобильной шины, от значения которой зависит изменение параметров работоспособности шины.

Одной из наиболее важных особенностей методологии является постепенное введение все больших уровней детализации по мере создания диаграмм, отображающих модель. В IDEF0 принята следующая терминология: функции «раскладываются» (подвергаются декомпозиции), а блоки-прямоугольники, обозначающие функции, «детализуются». Прямоугольник, обозначающий систему как единое целое, затем подвергается детализации на другой диаграмме; получившиеся прямоугольники соединяются стрелками-взаимодействиями. Эти прямоугольники обозначают главные подфункции одной функции - предка. Такое разложение описывает полный набор подфункций, каждая из которых обозначена прямоугольником, границы которого определены стрелками-взаимодействиями. Таким образом, IDEF0-модели представляют собой иерархическую структуру, на вершине расположен блок (родительский, контекстный) всей системы как единого целого, а на нижних уровнях расположены детализированные блоки родительской диаграммы.

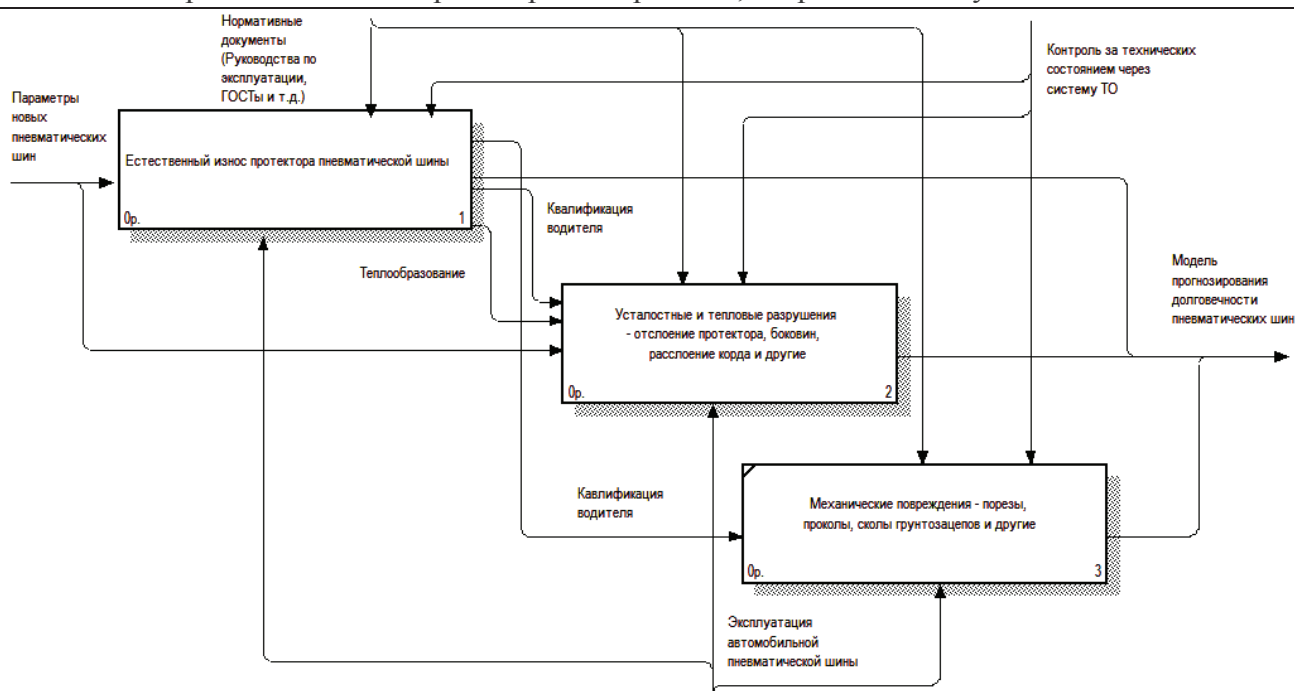
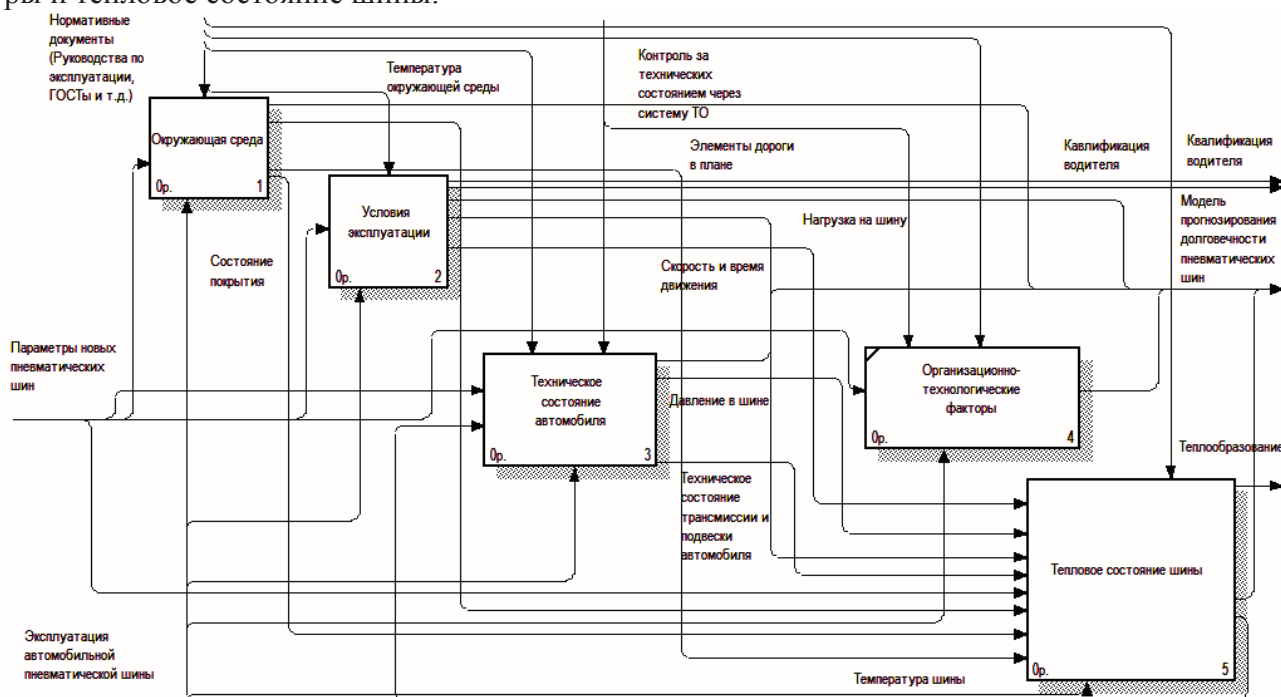


Рисунок 2. Декомпозиция по основным подфункциям

Проведя декомпозицию модели (см. рисунок 2), мы определили три основные подфункции, которые оказывают влияние на работоспособность шины. При анализе подфункций мы видим, что механические повреждения носят вероятностный характер и трудно прогнозируемы. Усталостные и тепловые разрушения возникают вследствие нарушения действующих правил эксплуатации шин и сложны в прогнозировании в реальных условиях эксплуатации. Наиболее важным фактором для решения поставленной задачи будет рассмотрение работоспособности шин по естественному износу протектора. После проведенного анализа литературных данных можно выделить пять основных факторов (рисунок 3), которые будут оказывать влияние на естественный износ протектора [3]: окружающая среда, условия эксплуатации, техническое состояние автомобиля, организационно-технологические факторы и тепловое состояние шины.

Рисунок 3. Декомпозиция диаграммы уровня А1
«Естественный износ протектора пневматической шины»

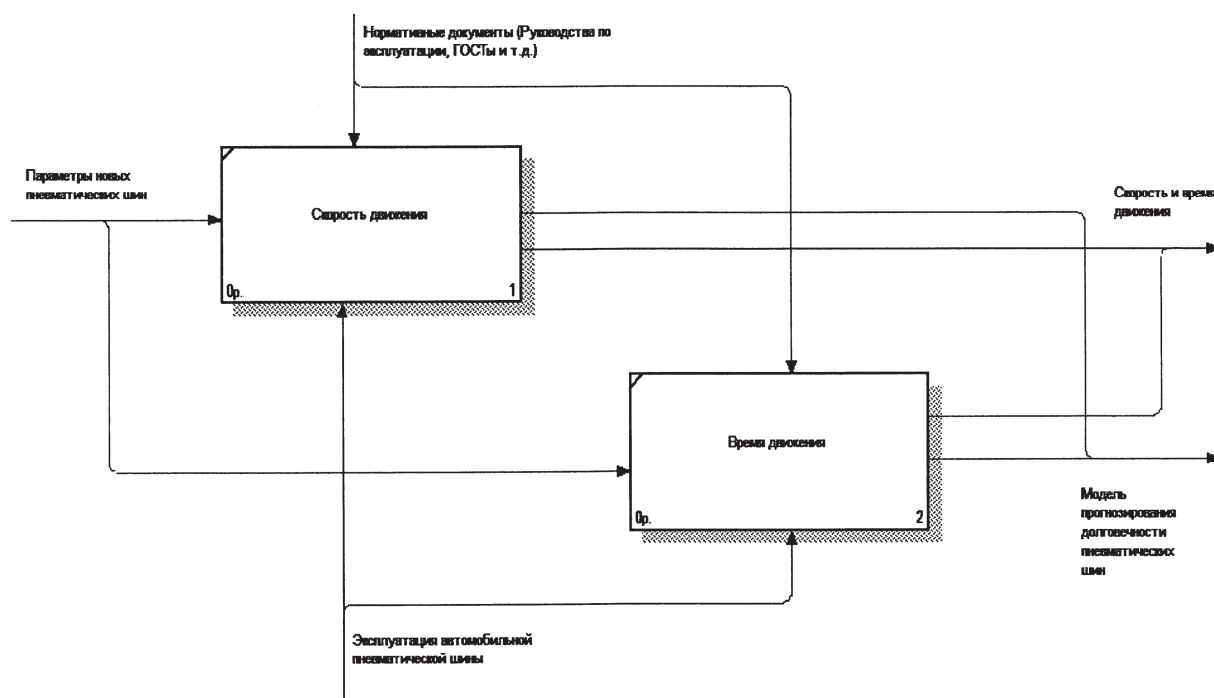


Рисунок 4. Декомпозиция диаграммы уровня А1221 «Интенсивность движения»

В свою очередь эти факторы также подвергли декомпозиции и охарактеризовали следующими параметрами:

- 1) окружающая среда – климатические условия, дорожные условия;
- 2) условия эксплуатации – нагрузка на шину, интенсивность эксплуатации;
- 3) техническое состояние автомобиля – давление в шинах, техническое состояние элементов подвески и трансмиссии автомобиля;
- 4) организационно-технологические факторы – периодичность и объем технических воздействий, условия хранения шин;
- 5) тепловое состояние шины – теплообразование (гистерезис), отвод теплоты.

После проведения всех декомпозиций мы получаем физические величины (скорость, температура, давление и т.д.), которые оказывают влияние на долговечность шин. Пример представлен на рисунке 4 - «Интенсивность движения».

Разработанная функциональная модель позволяет вплотную подойти к реализации математической модели прогнозирования долговечности шин по износу протектора. Кроме того, данная модель позволяет выявить функциональные связи между факторами.

В настоящее время достаточно хорошо разработаны методы оценки долговечности фрикционных элементов управления (фрикционных сцеплений и тормозов) для автомобилей и тракторов [4 - 6] и сплошных резиновых шин опорных катков быстроходных гусеничных машин [4]. В то же время процесс изнашивания протектора автомобильных шин в настоящее время изучен недостаточно полно.

Естественный износ протектора шины можно определить по зависимости [7]:

$$I = \alpha \cdot A,$$

где: I - величина износа шины, мм; α - износ материала, отнесенный к единице работы трения, мм / Н м; A - работа трения, Дж.

При анализе формулы мы видим, что α будет зависеть от параметров новой шины, а работа трения – это функция исполнения, что свидетельствует о правильности разработанной функциональной модели.

Работа трения выражается следующей зависимостью:

$$A = P_{\text{тр}} \cdot S, \quad (1)$$

где: $P_{\text{тр}}$ - сила трения, Н; S - путь, м.

Работа автомобильной шины в различных условиях эксплуатации сопровождается потерями мощности, которая затрачивается на нагрев шины и работу трения в контакте. Ранее выполненными исследованиями доказано, что чем выше рабочая температура шины и работа трения в контакте, тем короче срок службы шины в эксплуатации [8].

Силы трения можно определить при помощи мощностного подхода, который заключается в определении мощности, затрачиваемой на качение колеса (мощности потерь). Мощность потерь на качение колеса определяется как разность между подводимой к нему ($N_{\text{под}}$) и отводимой от него ($N_{\text{отв}}$) мощностями:

$$N_{\text{п}} = N_{\text{под}} - N_{\text{отв}} = M_{\text{к}} \cdot \omega_{\text{к}} - P_{\text{х}} \cdot V_{\text{а}},$$

где: $M_{\text{к}}$ - момент, подводимый к колесу, Н·м; $\omega_{\text{к}}$ - угловая скорость вращения колеса, рад/с;

$P_{\text{х}}$ - продольная сила, приложенная к колесу со стороны автомобиля, Н; $V_{\text{а}}$ - линейная скорость движения автомобиля в продольном направлении, м/с.

Из выше сказанного следует, что мощность потерь будет складываться из потери мощности на гистерезис и трение:

$$N_{\text{п}} = N_{\text{гист}} + N_{\text{тр}}, \quad (2)$$

где: $N_{\text{гист}}$ - мощность, расходуемая на гистерезис, Вт; $N_{\text{тр}}$ - мощность, расходуемая на трение элементов протектора о дорожное покрытие, Вт.

Введем в выражение (2) коэффициент β пропорциональности. В результате получим:

$$N_{\text{тр}} = \frac{N_{\text{п}}}{1 + \beta}.$$

Тогда сила трения в контакте протектора шины с опорной поверхностью:

$$P_{\text{тр}} = \frac{N_{\text{тр}}}{V_{\text{а}}} = \frac{N_{\text{п}}}{V_{\text{а}} \cdot (1 + \beta)},$$

а работа трения:

$$A = \frac{N_{\text{п}}}{V_{\text{а}} \cdot (1 + \beta)} \cdot S.$$

В результате, используя выражение (1), износ протектора шины при движении автосамосвала по твердому основанию:

$$I = \alpha \cdot \frac{N_{\text{п}}}{V_{\text{а}} \cdot (1 + \beta)} \cdot S.$$

Недостатком данного метода является косвенный учет влияния теплового состояния шины на износ ее протектора.

Литература

1. Кнороз В.И., Кленников Е.В. Шины и колеса. - М.: Машиностроение, 1975. - 184 с.
2. Методология функционального моделирования. - М.: ИПК Издательство стандартов, 2001. - 50 с.
3. Истирание резин/ Г.И. Бродский, В.Ф. Евстратов, Н.Л. Сахновский, Л.Д. Слюдилов. - М.: Химия, 1957. - 240 с.
4. Шарипов В.М. Конструирование и расчет тракторов. М.: Машиностроение, 2009. - 752 с.
5. Шарипов В.М. Проектирование механических, гидромеханических и гидрообъемных передач тракторов. - М.: МГТУ «МАМИ», 2002. - 300 с.
6. Теория и проектирование фрикционных сцеплений колесных и гусеничных машин/ В.М. Шарипов, Н.Н. Шарипова, А.С. Шевелев, Ю.С. Щетинин; Под общ. ред. В.М. Шарипова. - М.: Машиностроение, 2010. - 170 с.

7. Работа автомобильной шины/ В.И. Кнороз, В.Е. Кленников, И.П. Петров и др.; Под ред. В.И. Кнороза. - М.: Транспорт, 1976. - 236 с.
8. Бухин Б.Л. Введение в механику пневматических шин. - М.: Химия, 1988. - 224 с.

Применение программного комплекса FloEFD для численного исследования характеристик турбокомпрессора

Григоров И.Н., Каминский Р.В., Сибиряков С.В., Трофимович И.В.
Университет машиностроения, НПО «Турботехника»
turbo@kamturbo.ru

Аннотация. Описывается опыт использования программного комплекса FloEFD для трехмерного газодинамического расчета вязкого течения газа в турбинной ступени турбокомпрессора при проектировании системы турбонаддува двигателя.

Ключевые слова: турбокомпрессор, газодинамический расчет, распределение площадей, геометрия улитки

При создании системы турбонаддува двигателя для корректного согласования турбины и компрессора, турбокомпрессора и двигателя необходимо выполнить целый ряд расчетов компрессорной и турбинной ступеней турбокомпрессора [4]. В данной работе мы рассмотрим только небольшую часть расчетов, выполненных с использованием программного комплекса FloEFD.

Важной задачей при проектировании турбонаддува является обеспечение мощности турбины на привод компрессора по всей расходной характеристике двигателя [6]. Используя программный комплекс FloEFD, выполнен трехмерный газодинамический расчет вязкого течения газа в турбинной ступени турбокомпрессора ТКР 80.05.12, предназначенного для двигателя ЯМЗ-536 Евро-4. Определяющей частью решения газодинамических задач в FloEFD является построение сетки, которая, с одной стороны, обеспечивает приемлемую точность получаемого решения, с другой - позволяет считать задачу на персональном компьютере. FloEFD сетка имеет прямоугольную форму, так что стороны ячейки ортогональны осям системы координат и не совпадают с геометрией модели. Сетка должна удовлетворять следующим критериям:

- адекватно описывать твердотельную геометрию;
- возможность адаптации сетки с учетом больших градиентов параметров;
- иметь приемлемое число ячеек для расчета на обычном ПК;
- при дальнейшем уточнении сетки не должно наблюдаться качественного и/или существенного изменения результатов вычислений.

Для получения сетки, удовлетворяющей заданным критериям, были проведены расчеты при различных окружных скоростях колеса турбины 250 м/с и 450 м/с с грубой сеткой, имеющей 812205 потоковых ячеек (рисунок 2), и при окружной скорости колеса турбины 450 м/с и с улучшенной сеткой на поверхности твердотельной геометрии, имеющей 2870282 потоковых ячеек (рисунок 3). Расчетная 3D-модель турбинной ступени показана на рисунке 1.

В качестве граничных условий задавались следующие параметры:

- на входе - полное давление и статическая температура;
- на выходе Environment Pressure - давление внешней среды, интерпретируемое как полное давление втекающей в модель текущей среды и как статическое давление вытекающей из модели текущей среды.

Вращение колеса турбины задавалось специальным регионом с локальной вращающейся системой координат. При этом параметры течения на границе вращающейся области, рассчитанные с учетом течения в стационарной области, будут служить граничными условиями для этой области.

Расчетной средой является выхлопной газ, который задавался в виде массовых долей