

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТОПЛИВОПОДАЧИ И ЛОКАЛЬНЫХ ВНУТРИЦИЛИНДРОВЫХ ПРОЦЕССОВ В ДИЗЕЛЕ С ОБЪЕМНЫМ СМЕСЕОБРАЗОВАНИЕМ

Гаврилов В.В., Машенко В.Ю.

СПбГМТУ, г. Санкт-Петербург

Для решения актуальных проблем повышения технико-экономических и экологических показателей дизелей разработана система математических моделей топливоподачи, распыливания топлива, смесеобразования и сгорания в дизеле с объемным смесеобразованием. Основными отличительными свойствами моделей являются локальность описания процессов и подтвержденность адекватности моделирования результатами экспериментальных исследований элементарных процессов, а также промежуточных и заключительных стадий комплекса процессов.

Обеспечение высоких экономических и экологических показателей, а также показателей надежности дизелей является актуальной проблемой развития энергетики. Решение этой проблемы невозможно без согласования конструктивных параметров топливной аппаратуры (ТА) и камеры сгорания (КС). Эффективным средством снижения стоимости и трудоемкости доводки дизелей является применение математических моделей внутрицилиндровых процессов, учитывающих характеристику топливоподачи. Необходимым свойством таких моделей является локальность описания параметров рабочего тела в камере сгорания.

На кафедре судовых ДВС и дизельных установок СПбГМТУ разработана и постоянно совершенствуется система математических моделей топливоподачи, распыливания топлива, смесеобразования и сгорания в дизеле с объемным смесеобразованием. Основными отличительными свойствами моделей являются не только упомянутая локальность параметров рабочего тела, но и подтвержденность адекватности моделирования результатами экспериментальных исследований элементарных процессов, а также промежуточных и заключительных стадий комплекса процессов.

Процесс топливоподачи рассчитывается с использованием известной динамической модели. Основным результатом расчета является характеристика впрыскивания, которая одновременно используется в качестве исходного данного для расчета развития топливной струи.

В способ решения системы уравнений, заимствованный из работ Б.П. Пугачева, нами внесены некоторые изменения [2]. Необходимость изменений была вызвана тем, что при некоторых специфических исходных данных базовая модель неадекватно реагировала на изменение длины трубопровода высокого давления (ТВД). Так при увеличении длины ТВД расчет приводил к уменьшению отставания импульса давления в форсунке относительно импульса в ТНВД (см. рис. 1).

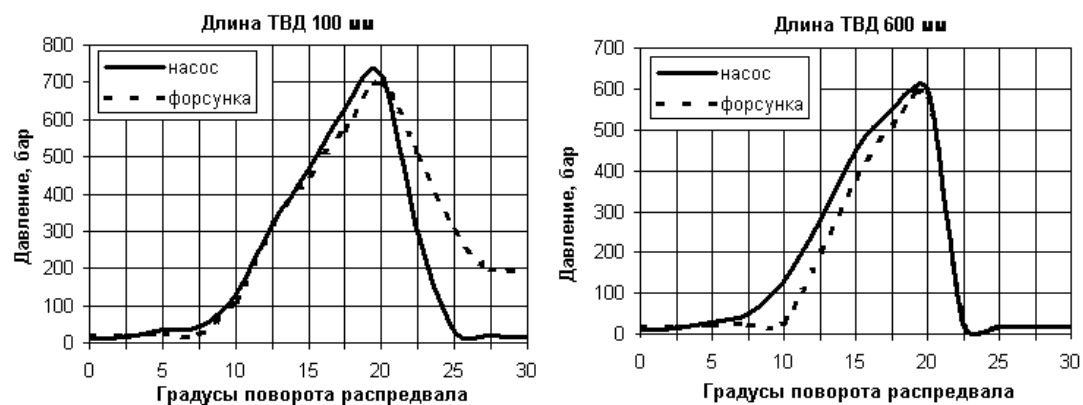


Рис.1. Импульс давления в топливной аппаратуре при базовом варианте граничных условий

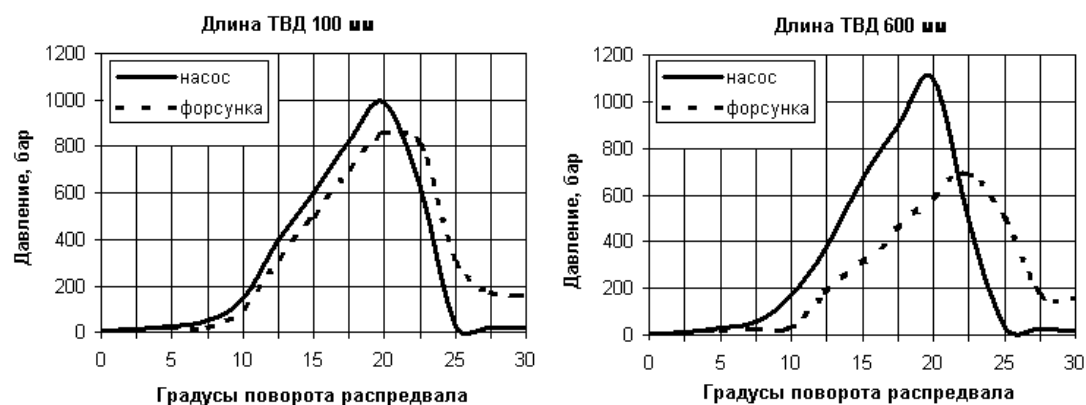


Рис.2. Импульс давления в топливной аппаратуре при уточнённом варианте граничных условий

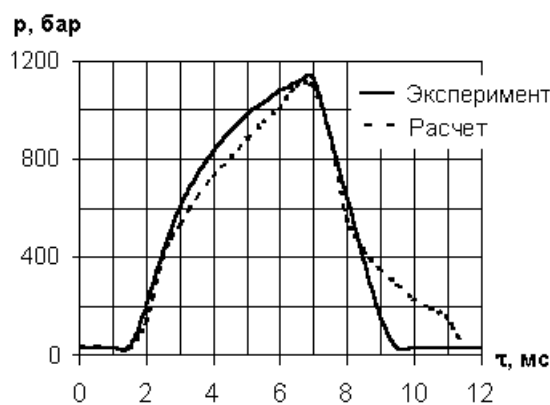


Рис.3. Характеристика давления впрыска топлива в дизеле ЧН 30/38 (Д42)

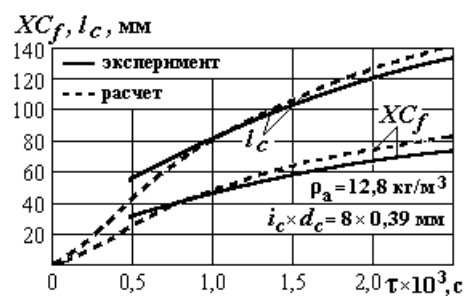


Рис.4. Характеристики дальности струи и положения центра масс топлива

Анализ выражений показал, что причина такой реакции – в неточности выражений для скоростей топлива в граничных сечениях трубки высокого давления, что вызывает завышение скоростей на каждом расчетном шаге по времени. В известной методике эти выражения имеют вид:

$$w_{0,\tau+\Delta\tau} = w_{0,\tau} + \frac{\Delta\tau}{\rho\Delta x} (p_{0,\tau+\Delta\tau} - p_{ш,\tau+\Delta\tau}),$$

$$w_{n,\tau+\Delta\tau} = w_{n,\tau} + \frac{\Delta\tau}{\rho\Delta x} (p_{ф,\tau+\Delta\tau} - p_{n,\tau+\Delta\tau})$$

После уточненного интегрирования одномерного уравнения Навье-Стокса оказалось, что в этих выражениях неправомерно опущено отношение скорости топлива к отношению шагов по длине ТВД и по времени, а уравнения граничных условий должны иметь следующий вид:

$$w_{0,\tau+\Delta\tau} = w_{0,\tau} \left(1 - \left| w_{0,\tau} \frac{\Delta\tau}{\Delta x} \right| \right) - \frac{\Delta\tau}{\Delta x \rho} (p_{0,\tau} - p_{ш,\tau}),$$

$$w_{n,\tau+\Delta\tau} = w_{n,\tau} \left(1 - \left| w_{n,\tau} \frac{\Delta\tau}{\Delta x} \right| \right) - \frac{\Delta\tau}{\Delta x \rho} (p_{ф,\tau} - p_{n,\tau}) + w_{n-1,\tau} \left| w_{n,\tau} \frac{\Delta\tau}{\Delta x} \right|.$$

В результате расчетов по новым уравнениям скоростей для граничных сечений оказалось, что при увеличении длины ТВД, как и ожидалось, увеличивается отставание по углу поворота распределительного вала (по времени) максимума давления в форсунке от максимума давления в ТНВД. Кроме того, максимум давления в форсунке заметно уменьшается, что также соответствует реальному процессу топливоподачи (см. рис. 2).

На рис.3 показаны расчетная и экспериментальная характеристики давления впрыскивания в зависимости от времени (угла поворота распределительного вала), полученные для топливной аппаратуры дизеля ЧН 30/38 (Д42).

При моделировании распыливания топлива учтена турбулентно-кавитационная природа внутриканального распада топливной струи. Предусмотрены варианты математической модели монодисперсного и полидисперсного распыливания.

Топливная струя в модели рассматривается как совокупность изолированных друг от друга капель, движущихся в спутном турбулентном газовом потоке и обменивающихся с ним энергией. Система уравнений описывает вязкое движение расчетных порций частиц топлива, потерю их скорости и количества движения. Спутный поток газа в струе считается квазистационарным потенциальным потоком несжимаемой жидкости. Указанное допущение дало возможность применить для расчета поля скоростей газа в КС метод суперпозиции гидродинамических особенностей, позволяющий получить суммарный комплексный потенциал потока, состоящий из комплексных потенциалов элементарных потоков. Учтено движение газа, вызванное сжатием заряда цилиндра и радиально направленным перетеканием заряда в КС. Влияние движения расчетных порций топлива на поле скоростей газа смоделировано в виде течения от плоских

диполей. Допущение о потенциальности газового потока позволило нам для моделирования взаимодействия топливной струи со стенками КС впервые применить метод конформных отображений [3].

При моделировании процесса развития топливной струи расчетные характеристики пространственно-временного распределения масс и скоростей движения фаз в струе сравнивались с результатами экспериментов, выполненных В.В. Гавриловым [1]. Некоторые из этих экспериментальных данных получены впервые. На рис. 4 представлены соответствующие расчетные и экспериментальные характеристики для топливной аппаратуры дизеля ДН 23/30 (40Д). Как видно из рис. 4 координата центра массы впрыснутого топлива XC_f находится на расстоянии, примерно соответствующем половине дальности струи l_c . Это свидетельствует, в частности, об отсутствии в реальном процессе предполагаемого некоторыми авторами необратимого накапливания основной массы топлива в головной части струи.

При математическом описании неравновесного процесса испарения топлива учтены неоднородность полей скорости, концентрации и температуры компонентов смеси, а также распределение интенсивности турбулентности в газовой фазе струи. Для этого модель наряду с описанием осредненного движения неиспаряющейся струи содержит регрессионные уравнения распределения относительной турбулентности в поперечном сечении струи, а также уравнения, описывающие конвективный тепломассоперенос между компонентами смеси.

Модель предпламенных реакций реализована с использованием теоретических разработок В.В. Гаврилова [1]. Она учитывает так называемые цепное и тепловое ускорения реакций, а также зависимость их скорости от локальных концентраций реагентов. Выполненные с ее использованием расчеты позволяют определить положение в пространстве и времени очагов пламени.

Горение топлива и эмиссия окислов азота в продуктах сгорания моделируются на каждом расчетном шаге по времени для каждой расчетной ячейки. Скорости реакций горения углеводородов и окисления азота определяются с использованием закона действующих масс и теории активации. Средние по цилиндру параметры (давление, температура, доля выгоревшего топлива, масса образовавшегося оксида азота NO) вычисляются путем интегрирования соответствующих локальных параметров.

При расчетах рабочего процесса с экспериментом сравнивались расчетные индикаторные диаграммы, характеристики тепловыделения и индикаторные показатели дизеля. Анализ показал, что отклонения расчетных результатов от экспериментальных лежат в пределах, сопоставимых с погрешностью эксперимента.

Учитывая вышесказанное, можно констатировать, что разработаны математическая модель и соответствующая программа расчета, позволяю-

щие моделировать топливоподачу и локальные внутрицилиндровые процессы в дизеле с объемным смесеобразованием. Конечные и промежуточные результаты работы программы подтверждены экспериментами. Следовательно, она может быть рекомендована для использования в доводочных работах при создании или модернизации дизелей.

ЛИТЕРАТУРА

1. Гаврилов В.В. Методы повышения качества смесеобразования и сгорания в судовом дизеле на основе математического и физического моделирования локальных внутрицилиндровых процессов. Автореф. дисс. докт. техн. наук. – СПб.: СПбГМТУ, 2004. – 43 с.

2. Гаврилов В.В., Щукин П.А., Мащенко В.Ю. Некоторые уточнения динамической модели процесса топливоподачи. Межвузовская научно-теоретическая конференция, сборник материалов, выпуск 2. – СПб.: ВМИИ, 2000. – С. 377–378.

3. Щукин П.А. Комплексная математическая модель рабочего процесса дизеля с объемным смесеобразованием. Автореф. дисс. канд. техн. наук. – СПб.: ЦНИДИ, 1999. – 22 с.

ЭКСТРЕМАЛЬНЫЕ ЗАДАЧИ ГИДРАВЛИКИ НЕИЗОТЕРМИЧЕСКИХ ПОТОКОВ В СИСТЕМАХ ОХЛАЖДЕНИЯ ДВС

Петриченко М.Р.,
СПбГПУ, г.Санкт-Петербург

Экстремальные свойства движений доставляют сильные или достаточные условия, отделяющие действительные движения материальных систем от допустимых (кинематически совместимых, виртуальных).

В гидравлических задачах, в том числе и особенно для расчетов компактных гидравлических линий систем охлаждения ДВС, экстремальные свойства потоков не используются широко. Редкое исключение составляют эвристические условия экстремума, позволяющие замкнуть задачу («принцип» максимума расхода или минимума энергии). Как правило, гидравлические задачи формулируются «феноменологически», с применением общих теорем механики (теоремы об изменении кинетической энергии, количества движения). Такой подход приводит к возникновению интегро-дифференциальных соотношений между гидравлическими элементами или потоками гидромеханических переменных. Эти соотношения трактуются как дифференциальные уравнения.

В настоящей работе обсуждается *одна из возможностей* интерпретации уравнений гидравлики как уравнений Лагранжа для некоторых действий или первообразных (примитивных) функций. Приводится ряд при-