

Заключение

В работе изложен опыт авторов в области численного моделирования сжимаемых вязких турбулентных течений в элементах трактов впуска, камерах сгорания и цилиндрах поршневых двигателей с использованием программного комплекса **MTFS**.

Продемонстрированы возможности технологии в моделировании газодинамических процессов подготовки воздушнотопливной смеси. Показано, что моделирование вязкого турбулентного течения в областях со сложной геометрией границ, развитыми отрывами и большой относительной поверхностью стенок позволяет получать количественно адекватные эксперименту результаты. Развитием данной работы может быть имплементация модели струи топлива в КС дизелей и разработка модели воспламенения смеси.

Авторы высоко оценивают плодотворные дискуссии последних лет с профессором J. Whitelaw (London Royal College), докторами Ю. Стародубцевым (ХНАДУ), Р. Spalart (Boeing).

Список литературы:

1. Солодов В.Г. Солвер для решения трехмерных нестационарных задач внутренней газодинамики / В.Г. Солодов, Ю.В. Стародубцев. // Вестник ХГАДТУ. – 2000. - Вып. 12,13. – С. 103-105.
2. Солодов В.Г. Научно-прикладной программный комплекс **MTFS**[®] для расчета трехмерных вязких турбулентных течений жидкостей и газов в областях произвольной формы. / В.Г. Солодов, Ю.В. Стародубцев // Сертификат гос. регистр. авторских прав. - УТААСП. - #5921. - 07.16.2002.
3. Bicen A.F. Steady and unsteady air flow through an intake valve of a reciprocating engine / A.F. Bicen, C. Vafidis, J.H. Whitelaw // 2nd Winter Annual Meeting ASME. – 1984. – P. 47 – 55.
4. Spalart P.R. A One–Equation Turbulence Model for Aerodynamic Flows / P.R. Spalart., S.R. Allmaras // AIAA Paper 92-0439. – 1992. - 21 p.
5. Menter F.R. Two–Equation Eddy–Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications/ F.R. Menter // AIAA Journal. - 1994. - №8. - P. 1598-1605.
6. Солодов В.Г. Численное моделирование сжимаемых вязких турбулентных течений во впускных каналах и цилиндрах поршневых двигателей / В.Г. Солодов, А.А. Хандримайлов // Аэрогидродинамика: проблемы и перспективы. – 2006. – Вып.2. – С. 212–233.
7. Ferziger J. Computational Methods for Fluid Dynamics / J. Ferziger, M. Peric. – Springer. – 1999. – 389 p.

УДК 621.432.018.2

С.Ю Велик, асп., И.В. Парсаданов, д-р техн. наук

РЕЗУЛЬТАТЫ МОДЕЛИРОВАНИЯ МЕХАНИЧЕСКИХ ПОТЕРЬ В ДИЗЕЛЕ С ГАЗОТУРБИНЫМ НАДДУВОМ

Введение

Оценка резервов совершенствования показателей ДВС связана с определением индикаторных показателей и механических потерь. Индикаторные показатели характеризуют уровень доведенности рабочего процесса, механические потери – уровень доведенности конструктивных элементов двигателя.

Индикаторные показатели определяют экспериментальным или расчетным методами. Экспериментальный метод связан с индицированием изменения давления в цилиндре (обычно в одном) двигателя с последующим расчетом индикаторной работы, индикаторного КПД и удельного индикаторного расхода топлива. Погрешность определения индикаторных показателей при усреднении результатов измерений связана с погрешностью датчиков давления и ВМТ и допущением, что индикаторные процессы во всех цилиндрах тождественны. Соответственно, погрешность определения индикаторных показателей

совместно с погрешностью определения при испытаниях эффективных показателей сказывается на точности оценки механических потерь.

Расчетный метод применяется, как правило, для определения индикаторных показателей двигателя на режиме номинальной мощности с использованием ряда эмпирических коэффициентов, полученных в результате обработки множества индикаторных диаграмм. Поэтому погрешность определения индикаторных показателей расчетным методом находится на уровне экспериментального метода.

Применение методов математического моделирования к решению задач определения механических потерь в двигателе до настоящего времени не подтвердило свою эффективность из-за множества влияющих факторов, изменения их значения, разнообразия причин, вызывающих эти изменения. За исключением моделирования одной из составляющих механических потерь – насосных потерь, результаты

расчета которых удовлетворительно соотносятся с результатами эксперимента при высоком уровне доведенности механизма газораспределения, впускной и выпускной систем двигателя.

Указанные причины приводят к необходимости экспериментального определения закономерностей изменения потерь, связанных с трением в узлах двигателя и на привод вспомогательных агрегатов, однако вследствие сложности таких исследований и отсутствия единой методики эксперимента данные получаются трудно сопоставимыми, а иногда и противоречивыми. К тому же, как показывает опыт исследовательских работ, абсолютные значения механических потерь в двигателях одного и того же конструктивного исполнения, определенные по единой методике, могут отличаться, более чем на 5 %.

Механические потери, определенные по одной методике, в двигателях, особенно с газотурбинным наддувом, отличающихся компоновочной схемой, конструкцией деталей, диаметром цилиндра и ходом поршня, числом цилиндров и поршневых колец, вспомогательными агрегатами, значительно отличаются по величине (до 25 %), однако имеют общий характер изменения механических потерь, например, от частоты вращения коленчатого вала [1].

Цель и задачи исследований

В работах [2, 3, 4] приведены результаты исследований дизеля с газотурбинным наддувом и предложена модель для вычисления механических потерь на любом режиме работы двигателя с учетом влияющих факторов. К влияющим факторам отнесены скорость поршня, давление и температура наддувочного воздуха, противодействие газов на выпуске, отношение цикловой подачи топлива к плотности наддувочного воздуха, степень сжатия, температуры охлаждающей жидкости и смазочного масла.

Целью данной работы является моделирование механических потерь в дизеле с газотурбинным наддувом с учетом влияющих факторов, также показать преимущества и возможности практического применения предложенной модели.

Методики и результаты исследований

Исходные данные для моделирования механических потерь в двигателе получены в результате исследований, проведенных на экспериментальном одноцилиндровом дизеле 1ЧН13/11,5, оборудованном системами для имитации газотурбинного наддува и укомплектованном деталями и узлами, опреде-

ляющими условия протекания рабочего процесса развернутого дизеля 6ЧН 13/11,5. При переносе данных проведенных исследований на развернутый дизель 6ЧН 13/11,5 приняты усредненное по результатам многочисленных исследований значение индикаторного КПД на режиме номинальной мощности 0,47 и режиме максимального крутящего момента 0,46, а также допущение, что индикаторные КПД экспериментального одноцилиндрового и развернутого дизеля равны.

В результате был получен коэффициент увеличения механических потерь в одноцилиндровом дизеле по отношению к развернутому $k = P_{мод} / P_{мрд} = 1,52$.

Разница в механических потерях определяется более высокими приведенными к одному цилиндру значениями потерь на привод подкачивающих топливного и масляного насосов, шестерен механизма газораспределения, привода топливного насоса, вариаторов, наличием трех опор коленчатого вала.

На рис. 1 приведены плоскости изменения механических потерь дизеля 6ЧН13/11,5, определенные с помощью предложенной многофакторной модели и формуле, рекомендованной для этого типа двигателей [5].

$$P_{м.п.} = a + b \frac{n}{n_{ном}}, \quad (1)$$

где $a = 0,06, b = 0,15$

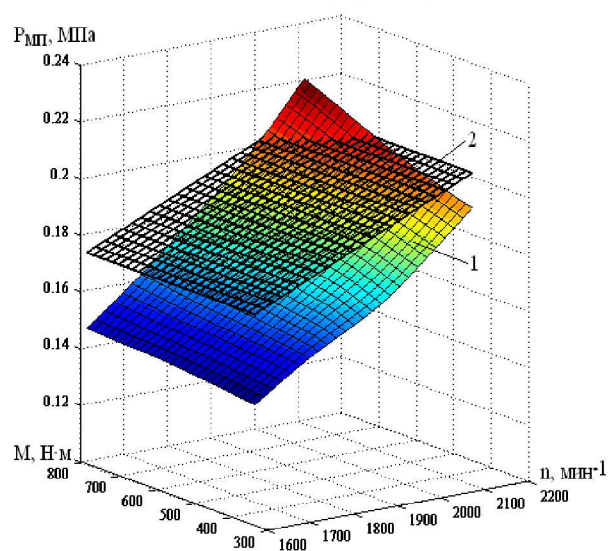


Рис. 1. Изменение механических потерь в дизеле 6ЧН13/11,5 в диапазоне возможных режимов его работы: 1– зависимость полученная в результате моделирования, 2– зависимость полученная по формуле (1)

Как видно из графика, формула (1) позволяет с определенной точностью найти механические потери дизеля при номинальной частоте вращения (наиболее точна на режиме $0,75 N_{e \text{ ном}}$. Вместе с тем она учитывает изменения механических потерь, связанных с изменением нагрузки и скорости поршня.

На рис. 2 показан пример применения результатов моделирования дизеля 6ЧН13/11,5 на другом дизеле – 6ЧН12/14. Условные механические потери дизеля 6ЧН12/14, определенные по методике ГОСТ18509-88 при равных частотах вращения выше. С учетом этого, а также особенностей изменения влияющих факторов по нагрузочным характеристикам в диапазоне частот вращения коленчатого вала 1000...2000 мин⁻¹ определены механические потери дизеля 6ЧН12/14.

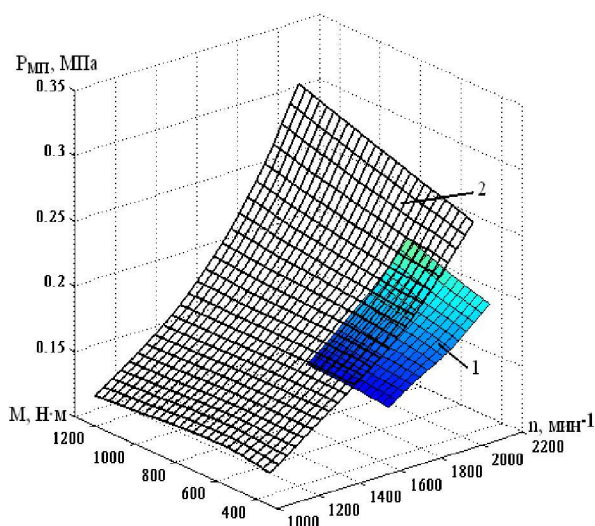


Рис. 2 Изменения механических потерь дизелей:
1 – 6ЧН13/11,5, 2 – 6ЧН12/14

Результаты моделирования механических потерь дают возможность определять значения индикаторных показателей на всех возможных режимах его работы без индцирования двигателя, по эффективным показателям, определенным в результате стендовых испытаний.

Результаты расчетов индикаторного КПД дизеля 6ЧН12/14 приведены на рис. 3.

Кроме анализа совершенства рабочего процесса в широком диапазоне скоростных и нагрузочных режимов многофакторное моделирование может быть применено при диагностировании, когда алгоритм диагностирования основан на мониторинге основных показателей двигателей [6], и при разра-

ботке алгоритма электронного управления подачей топлива в двигатель с учетом степени его прогрева (температур охлаждающей жидкости и смазочного масла).

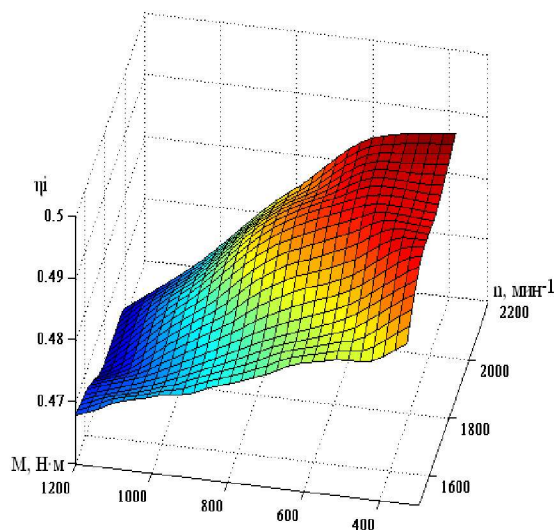


Рис. 3. Изменение индикаторного КПД дизеля 6ЧН12/14 в диапазоне рабочих режимов

С использованием предложенной модели были построены плоскости изменения механических потерь в дизеле, в зависимости от температур охлаждающей жидкости и смазочного масла, показанные на рис. 4. Диапазон изменения температур от 50 до 90 °С.

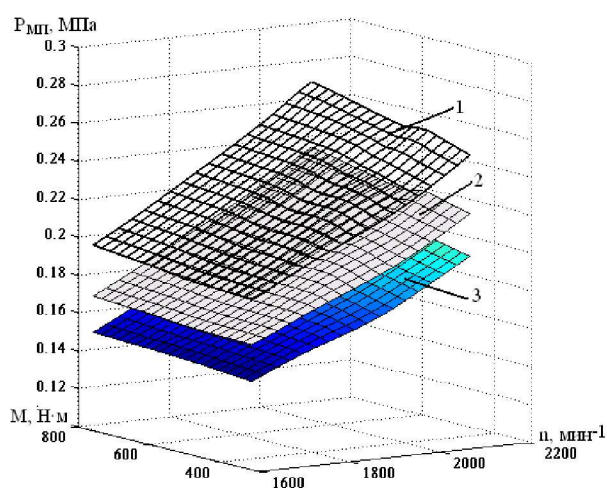


Рис. 4 Изменение механических потерь в дизеле в зависимости от температур охлаждающей жидкости и смазочного масла:

1 – $t_{\text{мв}}, t_{\text{ооже}}=50^{\circ}\text{C}$, 2 – $t_{\text{мв}}, t_{\text{ооже}}=70^{\circ}\text{C}$, 3 – $t_{\text{м}}=90^{\circ}\text{C}$,
 $t_{\text{ооже}}=85^{\circ}\text{C}$

Выводы

В результате проведенного моделирования механических потерь в дизеле с газотурбинным наддувом установлено:

1 Предложенная многофакторная модель позволяет, с достаточной точностью, определить механические потери в двигателе, в диапазоне рабочих режимов по данным стендовых испытаний.

2 Предлагаемый метод позволяет определять индикаторные показатели на всех возможных режимах работы двигателя, как в эксплуатации, так и при стендовых испытаниях по доводке двигателей.

3 Данный метод может быть применен при диагностировании двигателя, в том случае если диагностирование основано на мониторинге его основных показателей.

Список литературы:

1. Тракторные дизели: Справочник/ Б.А. Взоров, А.В. Адамович, А.Г. Арабян и др.; под общ. ред. Б.А. Взорова. – М.: Машиностроение, 1981.-535с.
2. И.В. Парсаданов Многофакторный анализ потерь на трение в быстроходном дизеле с газотурбинным наддувом / И.В. Парсаданов, С.Ю. Белик // Двигатели внутреннего сгорания. – №1. – 2005. – с. 106-110 с.
3. Парсаданов И.В., Белик С.Ю. Оценка насосных потерь в автотракторном дизеле с газотурбинным наддувом / И.В. Парсаданов, С.Ю. Белик // Вестник НТУ «ХПИ». – №33. – 2007. – 136-139 с.
4. Парсаданов И.В. Многофакторный анализ механических потерь в быстроходном дизеле с газотурбинным наддувом / И.В. Парсаданов, С.Ю. Белик // Двигатели внутреннего сгорания. – №1. – 2008. – 34-37 с.
5. Дяченко В.Г. Двигуни внутрішнього згорання. Теорія / Дяченко В.Г. – Харків: НТУ «ХПИ», 2008. – 488с.
6. Сівих Д.Г. Обґрунтування та реалізація методів експлуатаційного моніторингу та автоматизованого діагностування автотракторних дизелів: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: 05.05.03 «Двигуни та енергетичні установки» / Д.Г. Сівих. – Харків, 2008, 20 с.

УДК 629: 621.431

В.В. Коробко, канд. техн. наук, С.В. Коробко, инж.

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ В ПЕРЕХОДНИКЕ ДАТЧИКА КИСЛОРОДА И В ВЫПУСКНОМ КОЛЛЕКТОРЕ ДВС

Введение

Современные высокооборотные ДВС оснащены инжекторными системами впрыска топлива. Эти системы комплектуются микропроцессорными блоками управления – ECU, которые должны обеспечивать оптимальное смесеобразование и момент зажигания смеси. Работа управляющих блоков обеспечивается системой датчиков, которые фиксируют параметры ДВС, окружающей среды, состав отходящих газов.

Контролер ECU, согласно своей программы, анализирует поступающую информацию и управляет впрыском топлива и зажиганием смеси. В случае отказа (полного или частичного) одного либо нескольких датчиков характеристики ДВС неизбежно ухудшаются, что ведет к перерасходу топлива, потере мощности или отказу двигателя.

Цель и постановка задачи

Характерным отказом для современных высокофорсированных ДВС с турбонаддувом является преждевременный выход из строя лямбда зонда. Этот датчик работает в очень напряженных условиях, которые отличаются высокой температурой газов, нередко превышающей 1100 °К – 1300 °К, наличием в потоке продуктов неполного сгорания топли-

ва, частиц масла. Это и есть основные причины преждевременного выхода его из строя и постепенного изменения характеристик.

Современные, датчики кислорода надежно работают при температурах от 600 °К до 900 °К, но имеют ограниченный ресурс при температурах не выше 1100 °К. При низких температурах газов, до 600 °К, в режиме прогрева двигателя, рабочая температура чувствительного элемента может обеспечиваться встроенным электрическим подогревателем.

Чувствительность и скорость реагирования датчиков кислорода в условиях перегрева существенно снижаются [3], что ведет к некорректной работе системы, управляющей смесеобразованием (рис. 1).

В результате перегрева датчика характеристики двигателя, особенно при максимальных нагрузках, ухудшаются.

Частичное изменение выходных параметров лямбда-зонда диагностируется сложно, так как двигатель сохраняет свою работоспособность, а тестирование проводится не на режимах максимальных нагрузок. Работа двигателя с некорректно работающим датчиком ведет к росту расхода топлива, снижению ресурса двигателя, загрязнению катализатора.