

Использование суперэлементного подхода имеет большие преимущества в следующих случаях.

Во-первых, модель может быть очень большого размера и имеющейся компьютерной техники будет недостаточно для проведения необходимого анализа.

Во-вторых, общая структура модели может иметь одинаковые и повторяющиеся участки, геометрия или нагружение которых является одинаковым. Нелинейный анализ и анализ структур, где могут быть повторяющиеся геометрические наборы, являются типичными случаями для использования суперэлементного подхода.

В-третьих, две смежных части модели могут требовать различных типов анализа для каждой из них. В такой ситуации необходимо иметь возможность получения отдельных решений для каждой из частей, стыковки таких решений, исходя из физики проблемы.

В качестве примера для проекта корпуса дизеля на рис.3 показан один из суперэлементов, созданный из двух симметричных (по плоскости YOZ) частей, в состав которого входят около 415 тыс. КЭ типа SOLID45. Отметим, что использование элементов данного типа вместо конечных элементов 2-го порядка SOLID92 является вынужденной мерой, поскольку позволяет существенно уменьшить размер решаемой задачи.

Выводы

В состав модели всего корпуса дизеля может быть включено от 10 до 20 суперэлементов различного размера, при этом размер каждого из них оп-

ределяется возможностью проведения необходимого анализа на имеющемся ПК. Общее число конечных элементов типа SOLID45 для всей модели корпуса дизеля составляет около 3 млн., а суммарное число определяемых неизвестных - порядка 2.5 млн.

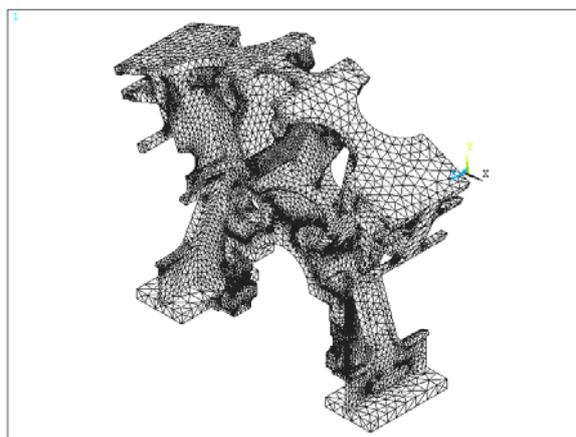


Рис.3. Отдельный суперэлемент модели корпуса дизеля 1Д80Б 02 004

Список литературы:

1. Тепловозные дизели типа Д49: под. ред. к.т.н. Е.А. Никитина - М.: Транспорт, 1982. - 255с.
2. Аврунин А.Г. Тепловозный дизель 2Д100./ Аврунин А.Г.- М.: Трансжелдориздат, 1958. - 336с.
3. Тепловозные двигатели внутреннего сгорания: учебник для вузов/ А.Э. Симсон, А.З. Хомич, А.А. Куриц и др. - М.: Транспорт, 1987. - 536с.
4. Володин А.И. Локомотивные двигатели внутреннего сгорания / А.И. Володин - М: Транспорт, 1977.- 240с.
5. Чайнов Н.Д. Конструирование двигателей внутреннего сгорания / Н.Д. Чайнов. - М.: Машиностроение, 2008. - 496с.

УДК 621.432.018.2

И.В. Парсаданов, д-р техн. наук, С.Ю. Белик, инж., М.В. Кривко, магистр, И.В. Рыкова, канд. техн. наук

ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ПОТЕРИ НА ПРИВОД ТОПЛИВНОГО НАСОСА ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ АВТОТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ

Введение. Совершенствование энергетических, экономических и экологических показателей дизелей связано с интенсификацией и регулированием топливоподдачи. Топливные системы современных автотракторных дизелей обеспечивают максимальное давление впрыскивания топлива до 150...200 МПа, продолжительность впрыскивания 1,2...1,6 мс и позволяют в зависимости от режима

работы дизеля изменять характеристику, уровень максимального давления и момент впрыскивания топлива. Проводятся исследования по обеспечению максимального давления впрыскивания до 300 МПа с расширением возможности управления характеристикой впрыскивания [1].

Вместе с тем, до настоящего времени для автотракторных дизелей не выявлены предельные

значения максимального давления и минимальной продолжительности впрыскивания топлива, при достижении которых будут ухудшаться индикаторные показатели. Не дана оценка увеличению стоимости топливной аппаратуры и обслуживанию ее в эксплуатации относительно снижения затрат на топливо и возмещение экологического ущерба от вредного воздействия отработавших газов. Не установлена взаимосвязь между интенсификацией топливоподачи и возрастанием энергетических потерь на привод топливного насоса высокого давления.

Целью проведенного исследования является оценка энергетических потерь на привод топливного насоса высокого давления автотракторного дизеля при интенсификации топливоподачи.

Объектом исследования выбран автотракторный дизель 6ЧН 12/14 номинальной мощностью $N_e = 200$ кВт при частоте вращения коленчатого вала $n = 2000$ мин⁻¹. На данный дизель устанавливается рядный топливный насос высокого давления (ТНВД) ТН-635 с диаметром и ходом плунжера, соответственно, $d_{пл} = 12$ мм и $S_{пл} = 15$ мм, обеспечивающий при цикловой подаче топлива $q_{ц} = 160$ мм³ и частоте вращения кулачкового вала $n_k = 1000$ мин⁻¹ максимальное давление впрыскивания топлива более 75 МПа.

При интенсификации топливоподачи дизеля 6ЧН 12/14 предполагалось применение аккумуляторной топливной системы, обеспечивающей давление впрыскивания 200 МПа, с топливным насосом, имеющим насосную секцию с типичными размерами для форсированного автотракторного ТНВД $d_{пл} = 10$ мм, $h_{пл} = 10$ мм. Секция топливного насоса обеспечивает подачу 11,3 см³/с (678 см³/мин) при $n_k = 1500$ мин⁻¹ [3].

Для оценки энергетических потерь на привод ТНВД использован расчетный метод, не связанный с определением скорости и ускорения плунжера, учетом жесткости и предварительной затяжкой обратной пружины [2], а мощность на валу насоса определяется из индикаторного давления и теоретической продуктивности насоса:

$$N_n = \frac{P_i \cdot Q_T}{\eta_m},$$

где P_i – среднее индикаторное давление; Q_T – теоретическая продуктивность насоса; η_m – механический КПД насоса.

Теоретическая продуктивность насоса в свою очередь находится по формуле:

$$Q_T = \frac{F_{пл} \cdot h_{пл} \cdot \eta_n \cdot z \cdot n}{60}.$$

Здесь, $F_{пл}$ – площадь поперечного сечения плунжера; $h_{пл}$ – ход плунжера за период сжатия топлива; η_n – объемный КПД; z – число секций насоса; n – частота вращения кулачкового вала.

Результаты исследований. Исходные данные для расчета и результаты расчета по определению потерь на привод рядного топливного насоса высокого давления ТН-635 представлены на рис.1 и в таблице 1.

Для оценки потерь на привод топливного насоса было принято, что сжатие в насосе подвергается все топливо, которое подается плунжером. Для исследованного насоса, ход до геометрического начала нагнетания составляет 8,7 мм. Тогда ход плунжера за период сжатия топлива составит $h_p = 6,3$ мм. При этом доля хода, потерянного на перекрытие всасывающего отверстия не учитывается, хотя сжатие топлива начинается чуть раньше полного перекрытия наполнительных отверстий вследствие дросселирования топлива.

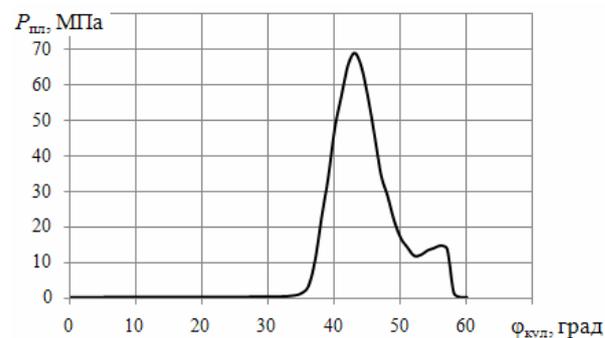


Рис.1. Расчетная характеристика изменения давления в надплунжерной полости секции ТНВД ТН-635 при $q_{ц} = 160$ мм³ и $n_k = 1000$ мин⁻¹

Значения объемного КПД η_n поршневых и плунжерных насосов находятся в пределах 0,85 ÷ 0,98 [7]. В расчете принято $\eta_n = 0,85$, основываясь на данных работы [4].

Значения механического КПД насоса, в различных источниках, отличаются друг от друга. Так в работе [4] для поршневых насосов $\eta_m = 0,7 \div 0,92$, в [6] $\eta_m = 0,77 \div 0,79$. В расчете принято значение $\eta_m = 0,79$.

Среднее индикаторное давление было определено с использованием расчетной характеристики изменения давления в надплунжерной полости насоса [5] и составило $26,8872 \cdot 10^6$ Па.

Таблица 1. Результаты расчета по определению потерь на привод рядного топливного насоса высокого давления ТН-635 дизеля 6ЧН 12/14 при $q_{ц} = 160 \text{ мм}^3$ и $n_k = 1000 \text{ мин}^{-1}$

Параметры	Значение
Площадь поперечного сечения плунжера, м^2	$1,13 \cdot 10^{-4}$
Среднее индикаторное давление, Па	$26,8872 \cdot 10^6$
Теоретическая продуктивность насоса, $\text{м}^3/\text{с}$	$6,05 \cdot 10^{-5}$
Мощность на валу насоса, кВт	2,06

Таким образом, расчетом установлено, что для ТН-635, обеспечивающего максимальное давление впрыскивания топлива 75 МПа на режиме номинальной мощности дизеля, потери на привод составят 2,06 кВт.

По данным обобщенных экспериментальных исследований рядных и распределительных топливных насосов автотракторных дизелей [7] для привода данного насоса необходима мощность $N_n = 1,7 \text{ кВт}$. Погрешность в определении потерь на привод насоса между расчетным и экспериментальным методом составила около 30%. Несовпадение результатов экспериментальных с теоретическими можно объяснить допущениями, принятыми в расчете при выборе значений объемного и механического КПД насоса, и особенностями условий работы насоса на безмоторном стенде, на котором оценивались потери на привод насоса.

Исходные данные для расчета и результаты расчета по определению потерь на привод рядного насоса высокого давления с эксцентриковым приводом аккумуляторной топливной системы представлены на рис.2 и в таблице 2.

Топливный насос для дизеля 6 ЧН 12/14 при $q_{ц} = 160 \text{ мм}^3$ и $n_k = 1000 \text{ мин}^{-1}$ должен обеспечить производительность $Q_{ном} = 961,4 \text{ см}^3/\text{мин}$. Вместе с тем, необходимо учитывать, что ТНВД аккумуляторной системы топливоподачи должен иметь запас по производительности в связи с дополнительными расходами топлива на обеспечение работы и управление электрогидравлической форсунки и восстановление давления топлива после стравливания с аккумулятора при переходных процессах.

Таблица 2. Результаты расчета по определению потерь на привод ТНВД аккумуляторной системы топливоподачи дизеля 6ЧН 12/14 при $q_{ц} = 160 \text{ мм}^3$ и $n_k = 1000 \text{ мин}^{-1}$

Параметры	Значение
Площадь поперечного сечения плунжера, м^2	$0,785 \cdot 10^{-4}$
Среднее индикаторное давление, Па	$114,47 \cdot 10^6$
Теоретическая продуктивность насоса, $\text{м}^3/\text{с}$	$5,004 \cdot 10^{-5}$
Мощность на валу насоса, кВт	6,36

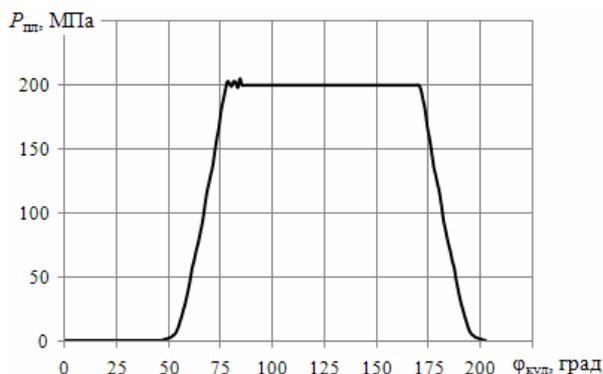


Рис.2. Расчетная характеристика изменения давления в надплунжерной полости секции ТНВД аккумуляторной системы топливоподачи с эксцентриковым приводом

Электрогидравлические форсунки аккумуляторной топливной системы имеют дополнительные расходы топлива в связи с утечками топлива в распылителе, мультипликаторе, электроуправляемом клапане, а также значительный расход на управление. Форсунки с дроссельным управлением при гарантировано устойчивой работе на всех режимах имеют $k_{форс} = 1,25 \dots 1,75$ [3]. В расчете принимаем $k_{форс} = 1,5$. Потери расхода топлива за счет стравливания давления в аккумуляторе при переходных режимах можно оценить $k_{стр} = 1,3$. С учетом рассмотренных потерь расхода производительность ТНВД аккумуляторной системы топливоподачи составит $1874,7 \text{ см}^3/\text{мин}$. Таким образом, для принятых параметров секции и режима работы секции необходимую производительность обеспечит 3-х секционный ТНВД.

Значения объемного КПД η_n поршневого насоса с приводом от эксцентрика принимаем равным 0,85, а механического КПД – 0,9.

Среднее индикаторное давление, определенное с использованием расчетной характеристики изменения давления в надплунжерной полости насоса, составило $114,47 \cdot 10^6$ Па.

Следовательно, для ТНВД аккумуляторной топливной системы дизеля 6 ЧН 12/14, обеспечивающей максимальное давление впрыскивания топлива 200 МПа на режиме номинальной мощности дизеля, потери на привод составят 6,36 кВт. Из проведенных расчетов следует, что энергетические потери на привод ТНВД возрастают практически пропорционально увеличению максимального давления впрыскивания. С учетом сохранения мощности двигателя в данном случае потери на привод ТНВД возрастут на 4,3 кВт и составят при механическом КПД дизеля 0,8 около 15 % от суммарных механических потерь, что, соответственно, может сказаться на топливной экономичности дизеля.

Выводы

В результате проведенных расчетных исследований установлено, что энергетические потери на привод ТНВД при интенсификации топливоподачи возрастают пропорционально максимальному давлению впрыскивания. Потери на привод топливного насоса при интенсификации топливоподачи могут достигать 15 % от суммарных механических потерь двигателя.

Выбор и обоснование максимального давления впрыскивания топлива конкретного дизеля

должен быть основой при комплексной оценке показателей топливной экономичности и токсичности отработавших газов.

При создании топливных систем, обеспечивающих интенсификацию топливоподачи, приоритет необходимо отдавать тем системам, которые обеспечивают заданный уровень максимального давления впрыскивания топлива при минимальном уровне энергетических потерь, обеспечивающих их работу.

Список литературы:

1. Габитов И.И. Техническое обслуживание и диагностика топливной аппаратуры автотракторных дизелей / И.И. Габитов, Л.В. Грехов, А.В. Неговора. – М.: Легион – автодата, 2008.
2. Лепешкин А.В. Гидравлические и пневматические системы / А.В. Лепешкин, А.А. Михайлин. – М.: Академия, 2007. – 336 с.
3. Грехов Л.В. Топливная аппаратура и системы управления дизелей / Л.В. Грехов, Н.А. Иващенко, В.А. Марков. – М.: Легион – автодата, 2004, – 344 с.
4. Валеева Р.Ш. Исследование затрат мощности на привод рядных топливных насосов / Р.Ш. Валеева, Ю.Г. Кладьков, Я.Л. Эйдельман. – Труды ЦНИТА, 1964, вып. 23.
5. Рыкова И.В. Выбор и обоснование топливной аппаратуры автотракторных дизелей при интенсификации впрыскивания: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03 / Рыкова Инна Витальевна. – Харьков, 2001. – 134 с.
6. Жуков А.А. Обеспечение надежности зубчатых колес механизма привода при повышении экологичности двигателей внутреннего сгорания / А.А. Жуков, В.А. Жуков, А.П. Навоев. – Двигатели внутреннего сгорания. – 2008. – №2. – с. 55 – 59.
7. Парсаданов И.В. Анализ затрат мощности дизеля на привод топливного насоса / И.В. Парсаданов, А.П. Строков, В.А. Федорец. – Двигателестроение. – 1987. – №2. – с. 8-10.

УДК 621.43

А.П. Марченко, д-р техн. наук, В.В. Шпаковский, канд. техн. наук, И.И. Сукачев, канд. техн. наук, А.А. Прохоренко, канд. техн. наук, И.Н. Карягин, инж., В.В. Пылев, студ.

ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ РЕЖИМНЫХ ФАКТОРОВ НА ПАРАМЕТРЫ ТЕМПЕРАТУРНОГО ВЫСОКОЧАСТОТНОГО КОЛЕБАНИЯ В ПОВЕРХНОСТНОМ КОРУНДОВОМ СЛОЕ ПОРШНЯ

Одним из направлений совершенствования конструкций двигателей внутреннего сгорания является применение теплоизоляции камер сгорания (КС). При этом температурное состояние деталей КС рассматривают как фактор, оказывающий существенное влияние на их надежность, ресурс и качество рабочего процесса.

Практическая реализация рассматриваемого направления связана с применением в КС массивных жаростойких теплоизолирующих элементов и низкотеплопроводных покрытий. В первую очередь сказанное касается поршня [1,2]. При этом, если массивные накладки нашли реальное распространение [3], то исследования эффективности