

конструктивных особенностей поршня на распределение нестационарных температур и напряжений по участкам поршня, уточнить характер изменения ГУ при набросе нагрузки и их значения, а также выявить пути по улучшению условий работы поршня на нестационарных режимах нагружения.

В последующих работах планируется оценить влияние термопластической постановки задачи на результаты расчетного моделирования нестационарных напряжений поршня быстроходного дизеля.

Список литературы:

1. Шеховцов А.Ф., Гонторовский П.П., Абрамчук Ф.И., Левтеров А.М., Шиманский В.К. Напряженно-

деформированное состояние поршня быстроходного дизеля при нестационарных нагружениях // Двигатели внутреннего сгорания. - 1989. - Вып. 49. - С. 20 - 26. 2. Шеховцов А.Ф., Гонторовский П.П., Абрамчук Ф.И., Левтеров А.М. Влияние вставки под первое поршневое кольцо на напряженно-деформированное состояние поршней быстроходных тракторных и комбайновых дизелей // Двигатели внутреннего сгорания. - 1987. - Вып. 46. - С. 3 - 10. 3. Левтеров А.М. Исследование теплового и напряженно-деформированного состояния деталей цилиндропоршневой группы быстроходного дизеля при нестационарных нагружениях. Дисс. ... канд. техн. наук. - Харьков, 1991. - 213 с. 4. Albin Mierbach, Richard Mittler. Einfluss der Auslegung von Kolbenringen auf das Formfüllvermögen in thermisch und mechanisch hoch beanspruchten Motoren // MTZ. - 2006. №1. P 18-23.

УДК 621.81

А.А. Жуков, канд. техн. наук, В.А. Жуков, канд. техн. наук, А.П. Навоев, инж.

**ОБЕСПЕЧЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС
МЕХАНИЗМА ПРИВОДА ПРИ ПОВЫШЕНИИ ЭКОЛОГИЧНОСТИ
ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ**

Введение

Быстрый рост мирового парка двигателей внутреннего сгорания (ДВС) вынуждает правительства развитых стран ужесточать допустимые нормы расхода топлива и выбросов в атмосферу с отработавшими газами вредных отравляющих веществ. Это проявляется в принятии ряда документов, регламентирующих токсичность и дымность отработавших газов: Правила ЕЭК ООН ЕСЕ-R49 (1982 г.); Правила ЕЭК ООН 49.01 (1989 г.); Правила ЕЭК ООН Euro-1 (1993 г.); Euro-2 (1996 г.); Euro-3 (2000 г.), Euro-4 (2005). Киотское соглашение (1997 г.) и другие [1].

Исследования показывают [2;3], что для улучшения процесса сгорания требуется увеличение давления впрыскивания топлива до 120-150 МПа и более. Такие давления впрыскивания могут быть обес-

печены топливными насосами высокого давления (ТНВД) нового поколения. Замена на уже выпускающихся двигателях ТНВД на новые с повышенной энергией впрыскивания требует замены и привода ТНВД, так как увеличение усилий, действующих в зубчатых зацеплениях, приводит к снижению ресурса зубчатых колес (ЗК) и может послужить причиной выхода механизма привода из строя.

К числу деталей, работающих в тяжелых условиях и лимитирующих надежность двигателей, следует отнести зубчатые колеса (ЗК) привода агрегатов, прежде всего, форсированных дизелей с повышенной энергией впрыскивания. К таким двигателям можно отнести последние модификации дизелей семейства ЯМЗ, выпускаемые АО «Автодизель» и ОАО «Гутаевский моторный завод»

Формулирование проблемы

Повышение мощностных, экономических и экологических показателей автомобильных двигателей (табл. 1) обеспечивается, главным образом, за счет модернизации системы топливоподачи и повы-

шение энергии впрыскивания. По сравнению с двигателем ЯМЗ-238, максимальное давление впрыскивания которого составляет 63...65 МПа, в моделях ЯМЗ-8424 и ЯМЗ-8481 это давление повышено на 40 %, а в двигателях ЯМЗ-7511 и ЯМЗ-658 – в два раза.

Таблица 1. Техничко-экономические характеристики двигателей ЯМЗ

| Марка двигателя | Литровая мощность, кВт/л | Давление впрыскивания топлива, МПа | Среднее эффективное давление, МПа | Удельный эффективный расход топлива $g_{\text{еном}}$, г/(кВт*ч) | Соответствие экологическим нормативам |
|-----------------|--------------------------|------------------------------------|-----------------------------------|---|---------------------------------------|
| ЯМЗ-238 | 11,84 | 62 | 0,68 | 234 | Euro – 0 |
| ЯМЗ-8424 | 20,03 | 92,1 | 1,16 | 225 | Euro – 1 |
| ЯМЗ-8481 | 14,92 | 80,6 | 0,94 | 218 | Euro – 2 |
| ЯМЗ-7511 | 19,78 | 135,3 | 1,24 | 215 | Euro – 2 |
| ЯМЗ-658 | 26,72 | 139,9 | 1,68 | 212 | Euro – 3 |

Целью проведенных исследований являлась оценка влияния повышения давления впрыскивания на условия работы зубчатых колес механизма привода ТНВД. В качестве объекта исследований был выбран механизм привода дизелей семейства ЯМЗ.

Решение проблемы

Дизели ЯМЗ имеют систему топливоподачи с разделенным впрыском и оснащаются блочными плунжерными ТНВД. Расчетная схема системы топливоподачи приведена на рис. 1.

Пренебрегая силой трения в паре кулачок – ролик толкателя, силу S , действующую на ролик со стороны кулачка, можно считать направленной по нормали к профилю кулачка. Силы S_0 и S_6 – осевая и боковая составляющие силы S соответственно, γ – угол давления. Если рассматривать состояние равновесия толкателя, то он будет находиться под действием движущей силы S и приведённой силы F , включающей в себя силу сопротивления пружины, силы от переменного давления топлива p_{nl} в надплунжерном пространстве V_H , силу трения. Крутящий момент на валу кулачка ТНВД $M_{\text{кул}}$, необходимый для создания движущей силы с учетом жесткости пружины рассчитывался по формуле [4] без учёта

деформации элементов цепи привода и кулачкового вала:

$$M_{\text{кул}} = \frac{30 \cdot i_{nl} \cdot \frac{dh_{nl}}{dt}}{\pi \cdot n_{\text{кул}} \cdot \eta_{\text{ТНВД}}} \left[f_{nl} \cdot P_{nl} + \frac{d^2 h_{nl}}{dt^2} \cdot m_{nl}^{\Sigma} + C_{np}^{nl} \cdot (h_{nl} + L_{npod}) \right] + M_{\text{comp}} \quad H \cdot \text{м} \quad (1)$$

где i_{nl} – число одновременно работающих плунжеров; $\frac{dh_{nl}}{dt}$ – скорость плунжера, м/с; $n_{\text{кул}}$ – частота вращения кулачкового вала ТНВД, мин⁻¹; $\eta_{\text{ТНВД}}$ – коэффициент полезного действия ТНВД. Для рядных ТНВД $\eta_{\text{ТНВД}} = 0,77...0,79$; f_{nl} – площадь поперечного сечения плунжера, мм²; P_{nl} – давление топлива в надплунжерном пространстве, МПа; $\frac{d^2 h_{nl}}{dt^2}$ – ускорение плунжера, м/с²; m_{nl}^{Σ} – суммарная масса подвижных частей, кг; C_{np}^{nl} – жёсткость возвратной пружины, Н/мм; h_{nl} – ход плунжера, мм; L_{npod} – величина предварительной затяжки возвратной пружины, мм; M_{comp} – момент, оценивающий потери мощности, не связанной с работой нагнетания, Нм.

$$M_{\text{comp}} = A_1 \cdot A_2 \cdot i_{\text{кул}} \cdot d_{nl}^2 \cdot h_{nl}^{\text{max}}, \quad H \cdot \text{м} \quad (2)$$

где $A_1 = 1,0$ – для рядных или индивидуальных ТНВД со смазкой маслом, $A_2 = 8,8$ – для распределительных ТНВД со смазкой топливом; $A_2 = 1125$ кН/м²; $i_{цил}$ – число цилиндров; $d_{пл}$ – диаметр плунжера, м; $h_{пл}^{max}$ – максимальный ход плунжера, м.

Результаты расчетов свидетельствуют, что повышение давления впрыскивания приводит к возрастанию максимальных значений момента сопротивлений на кулачковом валу ТНВД в 3-4 раза.

Таким образом, увеличение давления впрыскивания приводит к необходимости передавать существенно большие крутящие моменты от коленчатого вала через механизм привода агрегатов (рис.2) к кулачковому валу ТНВД.

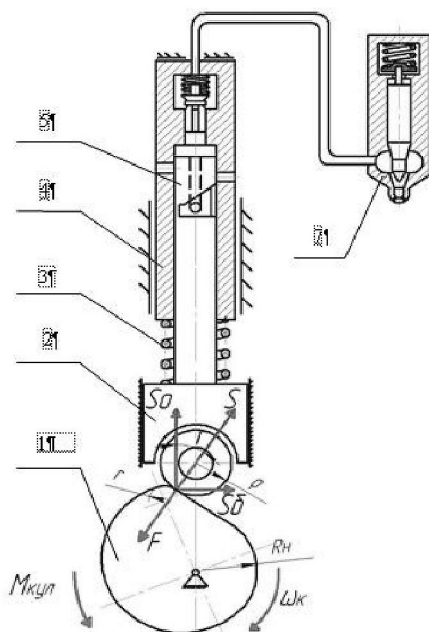


Рис.1. Схема топливной системы с распределённым впрыском

1 – кулачок; 2 – роликовый толкатель; 3 – пружина; 4 – плунжерная втулка; 5 – плунжер; 6 – нагнетательный клапан; 7 – форсунка

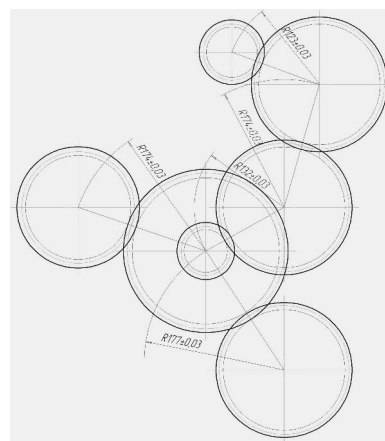


Рис. 2. Схема механизма привода агрегатов двигателей семейства ЯМЗ-840:

1 – ведущая шестерня коленчатого вала; 2 – блок промежуточных шестерён; 2А – промежуточная шестерня привода распределительного вала с числом зубьев $z = 60$; 2Б – промежуточная шестерня привода распределительного вала с числом зубьев $z = 30$; 3 – шестерня распределительного вала; 4 – шестерня привода ТНВД; 5 – шестерня пневмокомпрессора; 6 – шестерня привода насоса гидроусилителя рулевого управления (устанавливается только на автомобильные модификации двигателей).

Контактные и изгибные напряжения, действующие в зубчатых зацеплениях рассчитывались по методике, изложенной в работе [5].

Результаты произведенных расчетов представлены в виде графических зависимостей контактных (рис. 3) и изгибных (рис. 4) напряжений от максимального давления впрыскивания (момента сопротивления на кулачковом валу насоса).

Известно, что предельно допустимые напряжения существенно зависят от вида химико-термической обработки. В табл. 2 [6] приведены значения пределов выносливости и допускаемых напряжений для контактных и изгибных напряжений для наиболее типичных видов упрочняющей обработки зубчатых колес.

С учетом установленных для зубчатых колес коэффициентов безопасности (запасов прочности): $S_H = 1,2$ $S_F = 1,7$, следует установить максимально

допустимые моменты сопротивления на валу ТНВД впрыскивания топлива (табл. 3).
и соответствующие им максимальные давления

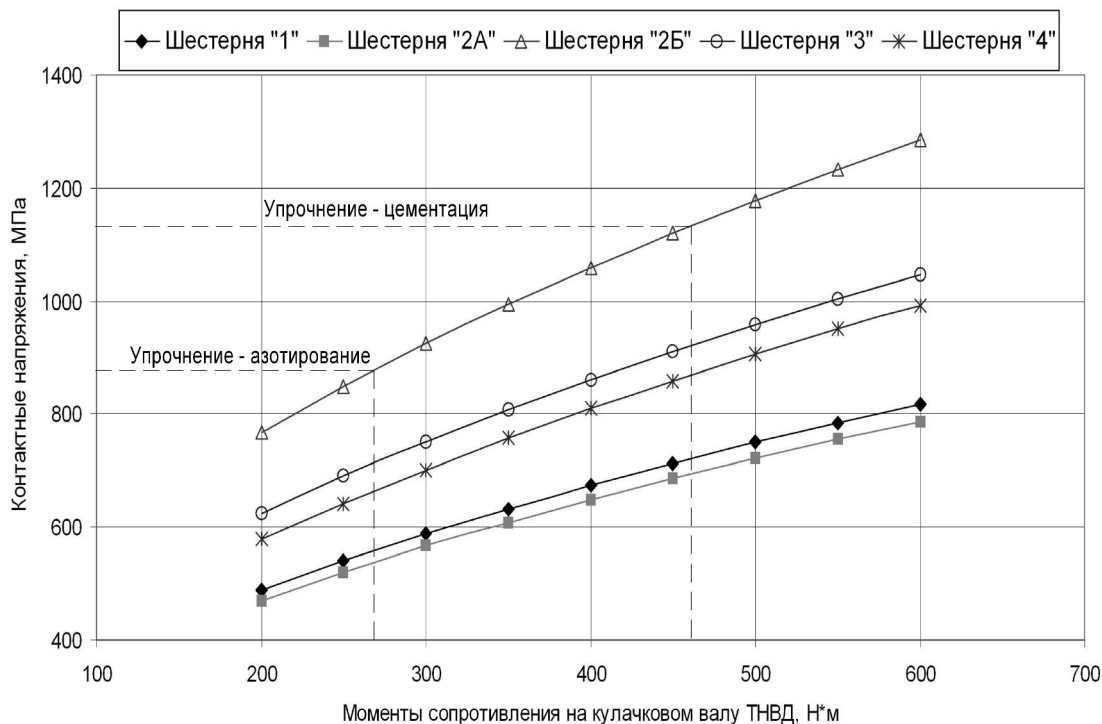


Рис. 3. Зависимость контактных напряжений в зубьях шестерён привода агрегатов от давления впрыскивания (момента сопротивления на кулачковом валу ТНВД)

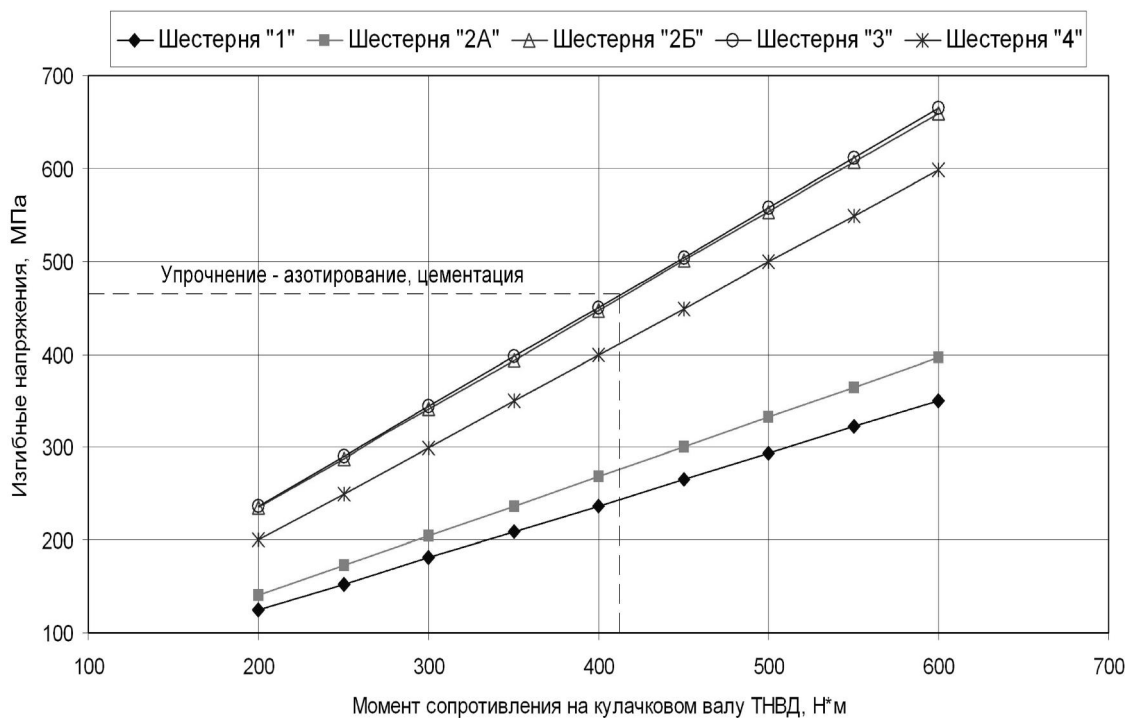


Рис. 4. Зависимость изгибных напряжений в зубьях шестерён привода агрегатов от давления впрыскивания (момента сопротивления на кулачковом валу ТНВД)

Таблица 2. Пределы выносливости и допускаемые напряжения для зубчатых колёс

| Вид упрочняющей обработки | Предел выносливости, МПа | | Допускаемые напряжения, МПа | |
|---------------------------|--------------------------|--------------------|-----------------------------|--------------|
| | $\sigma_{H\lim}^0$ | $\sigma_{F\lim}^0$ | $[\sigma_H]$ | $[\sigma_F]$ |
| Азотирование | 1050 | 804 | 875 | 473 |
| Цементация | 1357 | 800 | 1131 | 471 |

Таблица 3. Предельно допустимые значения момента сопротивления на валу ТНВД и максимального давления впрыскивания

| Вид упрочняющей обработки | Допустимый момент сопротивления $M_{кул}$, Нм | | Допустимое максимальное давление впрыскивания $P_{впр}$, МПа | |
|---------------------------|--|---------------------------|---|---------------------------|
| | По изгибным напряжениям | По контактным напряжениям | По изгибным напряжениям | По контактным напряжениям |
| Азотирование | 470,6 | 311,0 | 100–105 | 85–87 |
| Цементация | 468,5 | 535,4 | 100–105 | 108–110 |

Анализ расчетных данных показывает, что повышение давления впрыскивания в дизелях ЯМЗ на 12,5 % приводит к росту максимального момента сопротивления на кулачковом валу ТНВД на 30,2 %, контактных напряжений – на 16,5 %, изгибных напряжений – на 30,3 %. Таким образом, можно установить максимальные давление впрыскивания топлива для двигателей семейства ЯМЗ–840, по допустимым контактным и изгибным напряжениям в зубчатых колёсах. Они будут находиться в пределах: 100–105 МПа по изгибным напряжениям и 85–87 МПа по контактным напряжениям – для азотированных зубчатых колёс, 100–105 МПа по изгибным напряжениям и 108–110 МПа по контактным напряжениям – для цементованных зубчатых колёс.

Заключение

Повышение энергии впрыскивания, необходимое для уменьшения токсичности и дымности отработавших газов, практически исчерпало запасы прочности зубчатых колес. Тенденции современного двигателестроения свидетельствуют, что давление впрыскивания будет повышаться и далее. Поэтому задача повышения нагрузочной способности ЗК привода агрегатов остается актуальной и может быть решена путем изменения геометрических параметров зубчатых колес (делительного диаметра, модуля, ширины), снижением жесткости элементов привода,

применением более эффективной упрочняющей обработки или использования для изготовления ЗК более прочных конструкционных материалов. Первый и второй способы для серийно выпускаемых двигателей являются мало приемлемыми, поскольку требуют значительных изменений в конструкции двигателя. Поэтому, наиболее перспективны - применение упрочняющей обработки, и использование высокопрочного материала, например, бейнитного чугуна [7].

Список литературы:

1. Морозов К.А. Токсичность автомобильных двигателей. - М.: Легион-Автодата, 2000. – 80 с.
2. Марков В.А., Баширов Р.М., Габитов И.И. Токсичность отработавших газов дизелей. – М.: Издательство МГТУ, 2002. – 376 с.
3. Марков В.А., Кислов С.И., Хватов В.А. Характеристики топливopодачи транспортных дизелей. – М.: Изд-во МГТУ, 2000. – 296с.
4. Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. Топливная аппаратура и системы управления дизелей. Учебник для вузов. – М.: Легион-Автодата, 2004. – 334 с.
5. Иосилевич Г.Б. Детали машин: Учебник для вузов. – М.: Машиностроение, 1988. – 368 с.
6. Дащенко А.И., Гладков В.И., Елхов П.Е. и др. Технология двигателестроения. – М.: Изд. МГТУ «МАМИ», 2001. – 496 с.
7. Жуков А.А. Жуков В.А., Михайлов Н.А., Навоев А.П. Анализ напряженного состояния и повышение эксплуатационной долговечности зубчатых колес привода агрегатов двигателей ЯМЗ-840 // Двигатели внутреннего сгорания. 2004. - №2. – Харьков: Изд. ХПИ, – с. 99-103