

УДК 621.43.001.4

*А.А. Зотов, инж.*

## РАЗРАБОТКА И НАУЧНОЕ ОБОСНОВАНИЕ МЕТОДИЧЕСКИХ ПОДХОДОВ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ ПОРШНЕЙ СОВРЕМЕННЫХ ЛЕГКОТОПЛИВНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Одной из основных деталей ДВС является поршень и его конструкция оказывает влияние на многие параметры двигателя. Большое внимание традиционно уделялось проектированию и расчету поршней дизелей и, в частности, камерам сгорания, испытывающим высокие термические нагрузки. К поршням легкотопливных ДВС, испытывающим меньшие давления и температуры, напротив не предъявлялись особо жесткие требования при проектировании, что подтверждается ограниченностью литературных источников по этой теме. Такие поршни выполнялись с достаточно большим запасом прочности, что позволяло свести к минимуму затраты на их доводку в ходе стендовых и эксплуатационных испытаний. Однако с ростом скоростей вращения коленчатого вала появилась необходимость облегчать все подвижные детали двигателя, в том числе и поршень. В результате возросли удельные нагрузки, что привело к потребности создания поршней равнопрочной конструкции. Особое внимание в таких поршнях уделяется жесткости юбки и оптимальному распределению напряжений в области боышки над поршневым пальцем.

Таким образом, создание соответствующих методических подходов, позволяющих получить достоверный результат напряженно-деформированного состояния (НДС) поршня еще на стадии проектирования, что в свою очередь позволит сократить затраты на его доводочные испытания, повысит общую эффективность проектных работ, а также позволит улучшить надежность и другие потребительские качества изделия, является актуальной научной задачей.

Данная работа является составляющей частью научно-исследовательской работы, проводимой силами конструкторского отдела ОАО "АВТРАМАТ" в области проектирования современных поршней с использованием вычислительной техники и применением CAD/CAM/CAE программ (SolidWorks, Ci-

matron, LwmFlow) и разработки методики эффективного проектирования изделий, внедряемой на предприятии. Целью данной работы является разработка и научное обоснование методических подходов для высокоэффективного проектирования поршней современных ДВС, а именно выбор и обоснование путей создания конструкции поршня с заданными параметрами.

При этом решались следующие задачи:

1) Разработка структурной схемы этапов проектирования поршня легкотопливных ДВС.

2) Создание расчетной модели поршня, выбор и обоснование граничных условий (ГУ) статического нагружения, обеспечивающих достоверность НДС поршня.

3) Формулирование обратной задачи (ОЗ) теории упругости применительно к проектированию поршня ДВС.

4) Постановка целей и задачи физического эксперимента; создание установки и методики экспериментального исследования НДС поршня. Определение влияния тепловой составляющей НДС поршня. Постановка тепловой задачи.

5) Разработка рекомендаций по практическому применению методических подходов при проектировании поршней легкотопливных ДВС.

При исследовании использовались:

- методы математического моделирования НДС поршня, в том числе и метод конечных элементов в трехмерной объемной постановке;

- экспериментальные методы исследования прочностной надежности поршня: статические и динамические испытания.

Для проектирования поршней современных легкотопливных двигателей предложена методика, которая отражена в схеме, приведенной на рис.1. Согласно ей создание поршня можно разбить на следующие основные этапы:

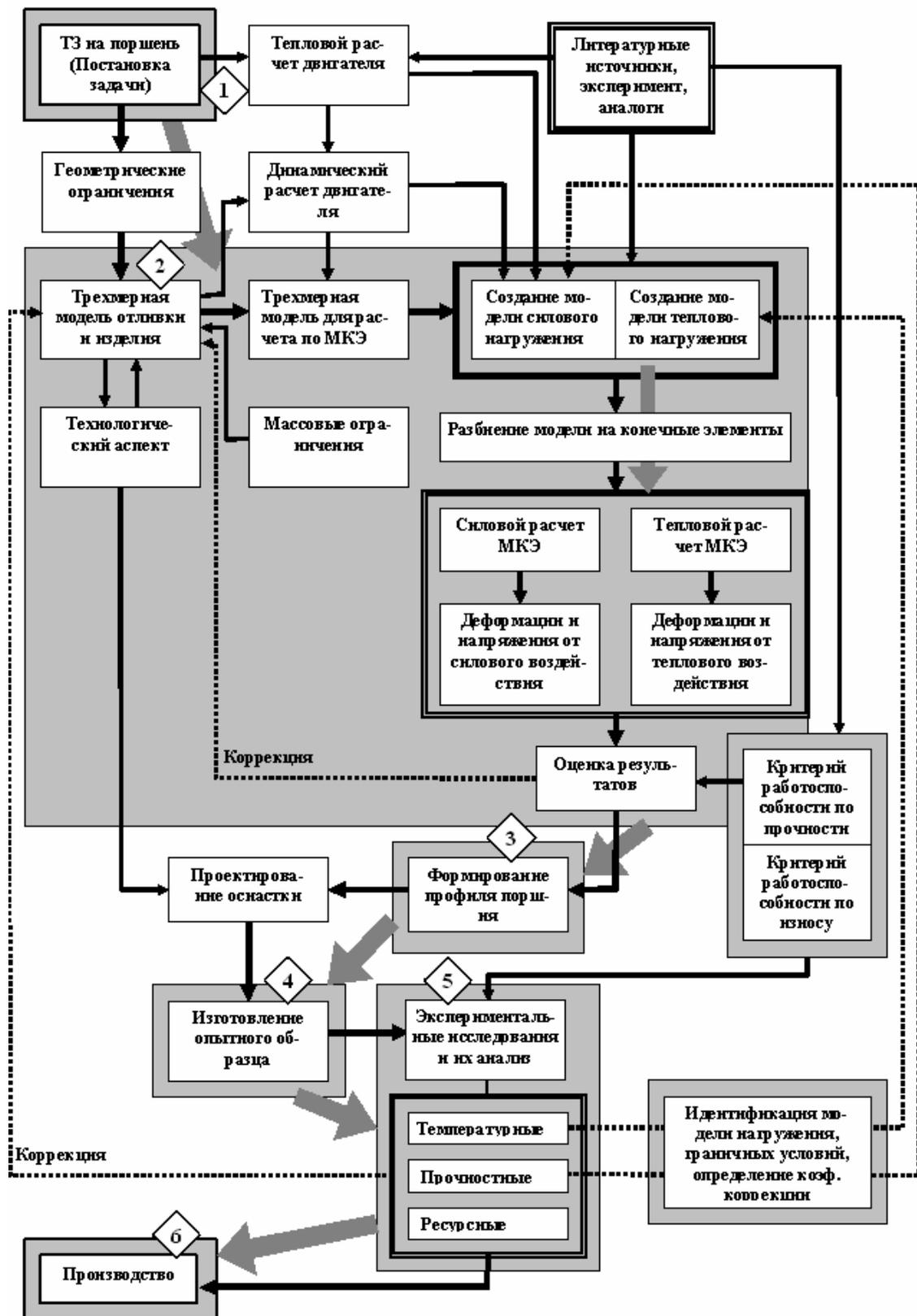


Рис.1. Схема проектирования поршня ДВС

1) *Постановка задачи*, подразумевающая выдачу технического задания (ТЗ) на поршень, на основании которого и других дополнительных данных проводится тепловой расчет двигателя, в результате которого определяется давление в цилиндре, необходимое для дальнейшего расчета поршня на прочность. Затем, на основании ТЗ на поршень, теплового расчета двигателя, литературных источников [1,2], экспериментальных данных и существующих аналогов, а также с учетом технологического аспекта, формируются геометрические ограничения, накладываемые на проектируемый поршень.

2) *Цикл проектирования*, включающий создание 3D модели поршня, модель НДС, разбиение модели на конечные элементы, расчет, оценку результатов и коррекцию [3]. При создании трехмерной модели поршня используется методика проектирования, позволяющая закладывать в модель готового изделия параметризованную модель заготовки с имитацией последующей обработки, с учетом установочных баз и специфики работы литейной оснастки. Расчетная модель поршня базируется на его упрощенной трехмерной модели. В большинстве случаев с целью снижения трудоемкости расчета и уменьшения машинного времени целесообразно брать для расчетной модели половину поршня ввиду его симметричности. На предварительном этапе проектирования допустимо использование модели низшего уровня или упрощенной модели (рис.2, а). Однако при окончательном расчете для уточнения предварительных результатов необходимо использовать более сложную и более достоверную модель высшего уровня, состоящую, как минимум, из двух компонентов: поршня и поршневого пальца (рис.2, б). В ходе работы были установлены критерии оценки модели и ГУ, а также предложены варианты самих моделей с корректными ГУ и их обоснование. Схема создания моделей различного уровня сложности приведена на рис.3.

Для определения силы инерции, боковых сил и плеч, на которых они действуют, проводится динамический расчет двигателя. Результатом этого расчета являются параметры в цилиндре двигателя на режимах, на которых поршень испытывает наибольшие напряжения и деформации. Далее создаются модели силового и теплового нагружения поршня. После разбиения моделей на конечные элементы проводятся силовой и тепловой расчеты по МКЭ. В результа-

те этих расчетов получают поля напряжений и деформаций соответственно от силового воздействия и температуры, а также поле распределения температур [3].

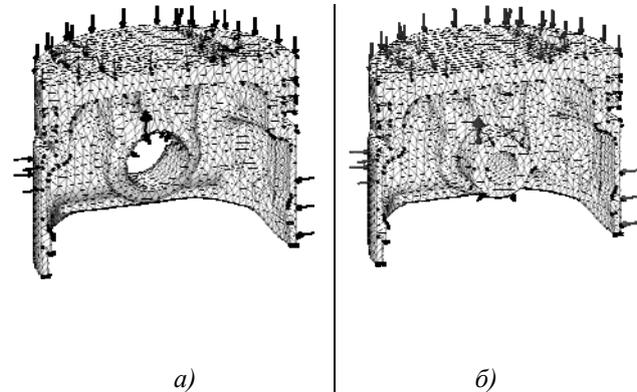


Рис.2. Расчетная модель поршня ДВС и результаты расчета:  
а – для одиночной модели поршня, б – для модели узла поршень – поршневой палец

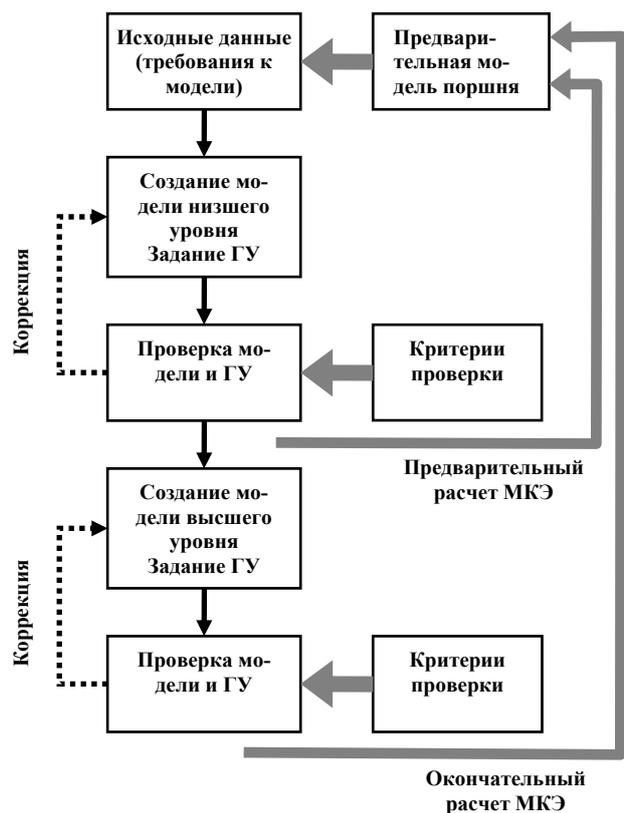


Рис.3. Схема создания модели силового нагружения

Этап предварительного проектирования заканчивается оценкой результатов расчетов, при этом оценочным критерием является критерий работоспо-

собности по прочности. При неудовлетворительном результате проводится коррекция 3-D модели отливки и поршня, цикл проектирования повторяется.

3) *Формирование профиля* производится после принятия окончательного варианта модели [4]. Параллельно этому проводится проектирование и изготовление литейной оснастки, а также оснастки для механической обработки поршня.

4) *Создание опытного образца.*

5) *Экспериментальные исследования с коррекцией ГУ моделей и их анализ.* Необходимость проведения эксперимента обусловлена несовершенством численных методов определения НДС исследуемых деталей. Большую погрешность в результаты расчета могут вносить некорректно заданные ГУ, что обусловлено необходимостью принятия определенных допущений и упрощений. Экспериментальные исследования можно разделить на три основных типа: температурные, ресурсные и прочностные.

При *температурных исследованиях* экспериментальным путем определяется температурное поле поршня. Для этого поршень препарируется термоиндикаторами ИМТК [5], с помощью которых определяются максимальные температуры на поверхности поршня. По результатам экспериментальных данных проводится идентификация ГУ, которая заключается в нахождении условий теплообмена на поверхности поршня, обеспечивающих расчетное температурное поле, значения температур которого в контрольных точках совпадают со значениями температур, полученных экспериментально. При этом путем численного эксперимента выявляются параметры конвективного теплообмена, наиболее влияющие на распределение температур в поршне (это коэффициент теплоотдачи на огневых поверхностях поршня и температура компрессионных колец). После уточнения ГУ проводится повторный тепловой расчет с оценкой результатов. При необходимости в модель поршня вносятся изменения, и цикл повторяется, как было описано ранее.

В ходе *прочностных исследований* проводится идентификация модели нагружения и определяется коэффициент коррекции. Для проведения этих исследований поршень препарируется высокотемпературными пленочными тензорезисторами [6] и устанавливается на специальную установку, на которой имитируется нагружение поршня в цилиндре двигателя максимальным давлением цикла с учетом дей-

ствия боковых сил [7]. Тензодатчики устанавливались в места наибольшей деформации поршня, где напряжения достигали наибольших величин, согласно результатам расчета НДС. Зеркальная препарировка позволила продублировать каждую точку измерения и, тем самым, повысить точность результатов. Температурные нагружения оказывают незначительное влияние на распределение напряжений в теле поршня и в данном эксперименте не учитываются, а основной задачей является определение корректности задания ГУ именно для силового нагружения. В этом случае перечень подготовительных работ значительно сокращается и упрощается сам эксперимент. Кроме того, установка обладает малыми габаритами, имеет простую конструкцию и позволяет проводить нагружения различных поршней близкого типоразмера с минимальными доработками установки, что выгодно отличает её от известных аналогов, базирующихся на деталях серийных ДВС. Например, известен случай, когда для нагружения поршня использовалась одна секция блока цилиндров, а вместо головки установлена заглушка с подводом масла от гидронасоса [8].

В предлагаемой установке под воздействием гидропресса шток с нагрузочным поршнем опускается, увеличивая давление масла внутри гильзы. Посредством ходового винта, через ползун шатун отклоняется на нужный угол, чем достигается имитация положения поршня в цилиндре двигателя во всем диапазоне перемещения его от ВМТ до НМТ, соответственно этому будут изменяться боковые силы, действующие на юбку поршня.

Для передачи измеряемого сигнала от тензодатчиков к аналого-цифровому преобразователю (в роли которого выступал персональный компьютер со специализированным программным обеспечением) использовался 14-канальный коммутатор, специально разработанный для этих целей.

*Ресурсные испытания* проводились на моторном стенде с динамометром постоянного тока DS 926-4V по стандартной программе [9]. Важнейшим оценочным параметром при этих испытаниях является критерий работоспособности по износу.

По окончании полного цикла экспериментальных исследований и их анализа проводится необходимая коррекция модели поршня и литейной оснастки, а также остальные работы согласно приведенной схеме.

б) При получении положительного результата в ходе экспериментальных исследований поршень принимается к *производству*.

Как уже было сказано, в ходе расчетных работ возникают ситуации, когда необходимо удостовериться в корректности установленных ГУ или уточнить их. Другими словами, необходимо решить обратные задачи. ОЗ широко известны и применяются в различных сферах, в частности, в термодинамике. Их можно разделить на следующие группы: коэффициентные, геометрические, граничные и эволюционные. В данной работе осуществлена постановка ОЗ теории упругости применительно к поршню ДВС и предложен вариант решения.

Если прямая задача теории упругости заключается в определении напряжений и деформаций по известным геометрическим параметрам объекта, свойствам материала и параметрам нагружения, то ОЗ теории упругости можно сформулировать в такой форме: используя значения деформаций (напряжений) в контрольных точках, полученных при помощи физического эксперимента, необходимо определить параметры, характеризующие ГУ. А именно – площадь и форму пятен контакта юбки поршня со стенкой цилиндра двигателя, и поршневого пальца с поршнем, а также давление в этих зонах. Такая ОЗ относится к группе геометрических.

Решение задачи в общем случае заключается в рассмотрении вектора невязки [10]

$$\bar{\Delta} = \bar{Y} - \bar{Y}', \quad (1)$$

где  $\bar{Y}$  - вектор измерения системы (перемещения, деформации, напряжения в отдельных точках объекта);  $\bar{Y}'$  - вектор прогноза измерений, вычисляемый по модели системы.

$$\bar{Y} = H \{ \bar{\varepsilon} \} + \bar{\gamma}, \quad (2)$$

где  $H$  – матрица измерений;  $\{ \bar{\varepsilon} \}$  – вектор деформированного состояния;  $\bar{\gamma}$  – случайные погрешности измерений  $\gamma_i$ , образующие вектор погрешностей.

На основании выражения (1) составляется функция невязки системы. Решением ОЗ упругости является минимизация функции невязки системы по искомым параметрам  $\bar{B}$ . Чаще всего используется квадратичная функция невязки:

$$\Phi(\bar{B}) = \bar{\Delta}^T \bar{\Delta}. \quad (3)$$

Результатами таких решений ОЗ являются оптимальные оценки, которые бывают двух типов: оценивание вектора состояния и оценивание различных

параметров системы. Для оценки искомых параметров необходимо провести минимизацию функции невязки по вектору искомых параметров (идентификация параметров системы). Система называется локально идентифицируемой, если её квадратичная функция невязки имеет минимум:

$$\Phi(\bar{B}) = \min [ \bar{Y} - \bar{Y}'(\bar{B}) ]^T [ \bar{Y} - \bar{Y}'(\bar{B}) ]. \quad (4)$$

Вектор неизвестных параметров  $\bar{B}$  может включать в себя любое количество неизвестных коэффициентов уравнений модели (параметров) и ГУ, не нарушающих условие локальной идентифицируемости системы. Таким образом, получив экспериментальным путем значения деформаций или напряжений в контрольных точках, и, решая ОЗ теории упругости, можно оценить корректность задания ГУ, накладываемых при решении прямой задачи теории упругости и уточнить их.

В частности, была выведена зависимость размеров опорной площадки в отверстии под поршневой палец при использовании упрощенной расчетной модели от геометрических параметров поршневого пальца (ПП) и его положения относительно поршня:

$$c = \alpha \beta \gamma b / 2, \quad (5)$$

где  $\alpha = (b - a) / b$  – коэффициент, учитывающий величину заделки и величину вылета ПП;  $a$  – величина вылета ПП, мм;  $b$  – величина заделки ПП, мм;  $\beta = b / D$  – коэффициент, учитывающий величину заделки и диаметр ПП;  $D$  – диаметр ПП, мм;  $\gamma = (1 - d^4 / D^4)$  – коэффициент, учитывающий наличие полости в ПП;  $d$  – внутренний диаметр ПП, мм.

В развернутом виде выражение имеет вид:

$$c = (b - a) b / 2D (1 - d^4 / D^4) \quad (6)$$

Предложенная формула имеет ограниченное применение и справедлива для поршней легкотопливных ДВС  $\varnothing 60 - 100$  мм и отверстием под поршневой палец  $\varnothing 12 - 25$  мм. Также была определена ширина опорной площадки, которая составляет 80-90% от диаметра поршневого пальца или располагается в секторе  $90 - 120^\circ$ .

В ходе проведенной работы были получены следующие результаты:

- Усовершенствованы *методические подходы* к реализации процесса проектирования поршней легкотопливных ДВС, в основу которых положены решения, основанные на ОЗ теории упругости, и применение многоуровневых моделей при определении НДС поршня.

- Сформулирована *постановка ОЗ упругости применительно* к ресурсному проектированию поршней легкотопливного ДВС.

- Предложен ряд моделей различной сложности НДС поршней легкотопливных ДВС, установлен *достаточный уровень сложности модели поршня, соответствующий этапу проектирования.*

- Определены *корректные ГУ* для каждой выбранной модели нагружения поршня. Установлены зоны корректного моделирования НДС при использовании моделей различной сложности.

- Предложены *эмпирические зависимости параметров ГУ* от геометрических параметров поршня и поршневого пальца.

- Разработаны и обоснованы *методы исследования НДС* поршня легкотопливного ДВС.

Предложенная методика проектирования была апробирована и нашла свое практическое применение на ОАО "АВТРАМАТ". С её помощью был спроектирован ряд поршней для двигателей автомобилей ВАЗ, МеМЗ, ГАЗ и УАЗ, которые успешно прошли ресурсные испытания и были приняты к серийному производству. Данные методы могут быть легко адаптированы и применены в различных отраслях техники с целью оптимизации трудовых и машинных ресурсов, снижения стоимости проектных работ и повышения их общей эффективности.

#### Список литературы:

1. *Автомобильные двигатели / под ред. д-ра техн. наук И.С. Ховаха. – [2-е изд., перераб. и доп.] – М.: Машино-*

*строение, 1977. – 592 с. 2. Двигатели внутреннего сгорания: Конструирование и расчет на прочность поршневых и комбинированных двигателей: [учебник для студентов ВТУЗов, обучающихся по специальности "Двигатели внутреннего сгорания"] / [Вырубов Д.Н., Ефимов С.И., Иващенко Н.А. и др.]; под ред. А.С. Орлина, М.Г.Круглова. – [изд. перераб. и доп.] – М.: Машиностроение, 1984. – 384 с. 3. Белогуб А.В. Исследование температурного поля поршня. / А.В. Белогуб, А.Г. Щербина, А.А. Зотов, Ю.А. Гусев // *Авиационно-космическая техника и технология.* – 2002. – Вып. 31. – С. 120-123. 4. Белогуб А.В. Расчетно-экспериментальное формирование образующей поршня тепловозного дизеля. / А.В. Белогуб, А.Г. Щербина, А.А. Зотов // *Авиационно-космическая техника и технология.* – 2001. – Вып. 26. – С. 100-102. 5. Егоров Я.А. Исследование температурного поля деталей ЦПГ высокооборотного двухтактного ДВС / Я.А. Егоров, К.А. Коваленко // *Авиационно-космическая техника и технология.* – 2001. – Вып. 26. *Тепловые двигатели и энергоустановки.* – С. 96-99. 6. Гусев Ю.А. Тензорезистор для оценки напряженно-деформированного состояния поршня двигателя внутреннего сгорания / Ю.А. Гусев, Д.Ф. Симбирский, А.В. Белогуб, А.А. Зотов // *Авиационно-космическая техника и технология.* – Вып. 34. – С. 185-187. 7. Зотов А.А. Исследование напряженно-деформированного состояния поршня / А.А. Зотов // *Авиационно-космическая техника и технология.* – 2003. – Вып. 42/7. – С. 165-167. 8. Ворожейнов А.И. Разработка конструкции и исследование теплонапряженного состояния поршня дизеля для энергонасыщенного трактора: дис. ... кандидата технических наук./ А.И. Ворожейнов. – Харьков, 1990. 9. Двигатели автомобильные. Методы стендовых испытаний: ГОСТ 14846-81 (СТ СЭВ 765-77). – М.: Государственный комитет СССР по стандартам. – (Издание официальное). 10. Олейник А.В. Экспериментально-расчетные методы определения силовых граничных условий решением обратной задачи теории упругости / А.В. Олейник, А.А. Зотов, Ю.А. Гусев, А.В. Белогуб // *Вестник двигателестроения.* – 2004. – №2 – С.109-112.*

УДК 621.892

**В.Д. Суховерхов, канд. техн. наук, А.Д. Стахурский, инж.,  
О.А. Македонский, канд. техн. наук, С.А. Алёхин, канд. техн. наук,  
Н.В. Клименко, инж., Г.В. Щербаненко, инж.**

## **МОТОРНОЕ МАСЛО ДЛЯ ФОРСИРОВАННЫХ ТРАНСПОРТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ**

Совершенствование конструкции и дальнейшее повышение мощностных и экономических показателей транспортных двигателей военно-гусеничных машин (ВГМ) неразрывно связаны с качеством применяемых моторных масел.

Харьковское конструкторское бюро по двигателестроению разработало семейство дизелей для бронетехники типа ЗТД, 5ТДФМА, 6ТД-2Е, которые по удельным характеристикам находятся на уровне

лучших мировых образцов. Стремление получить большую мощность в сочетании с малыми габаритными размерами, массой и теплоотдачей двигателя приводит к необходимости решать задачу обеспечения надежной работы с высокой литровой мощностью, которая на современном этапе достигает 60 кВт/л и выше. На протяжении многих лет в двигателях ВГМ применялось моторное масло М-16 ИХП-3, на смену которому в 1997 году в Украине было соз-