

РАЗРАБОТКА И НАУЧНОЕ ОБОСНОВАНИЕ МЕТОДИКИ ЭФФЕКТИВНОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПОРШНЕЙ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Современные тенденции в двигателестроении приводят к тому, что к двигателю предъявляются все более жесткие требования по надежности, токсичности, экономичности, различным удельным показателям. Детали двигателя испытывают все возрастающие нагрузки с одной стороны, а с другой наблюдается снижение их массы и материалоемкости, что требует проведения оптимизационных работ с целью создания конструкции, позволяющей сочетать в себе одновременно две эти тенденции, а также более тщательного расчета на прочность и долговечность. Одной из основных деталей ДВС является поршень и многие параметры двигателя определяются тем, как он спроектирован. В частности, работоспособность поршня определяет работоспособность двигателя в целом, а форма профиля боковой поверхности оказывает влияние на шумность и токсичность двигателя.

В различных литературных источниках широко освещается тема проектирования поршней [1,2]. Особое внимание уделено проектированию и расчету поршней дизельных двигателей [3-7] и, в частности, такому важному конструктивному элементу как камера сгорания, испытывающему высокие термические нагрузки. Поршни легкотопливных ДВС подвержены воздействию меньших давлений и температур, чем поршни дизелей и к ним традиционно не предъявлялись столь жесткие требования при проектировании, что подтверждается бедностью литературных источников по этой теме. Однако с ростом скоростей вращения коленчатого вала ДВС появилась необходимость облегчить 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 бобышки над поршневым пальцем. При этом должен быть обеспечен необходимый отвод тепла от доньшка поршня с целью предотвращения его перегрева.

В настоящее время широко используются программы конечно-элементного расчета, позволяющих с достаточной точностью определить напряженно-деформированное состояние (НДС) деталей. Однако важным моментом в использовании этого метода является корректность задания граничных условий, чего не всегда удается добиться ввиду принимаемых допущений с целью упрощения расчета.

Таким образом, необходим научно обоснованный подход проектирования и расчета, определения и уточнения граничных условий, а также выбора модели нагружения, позволяющий получить достоверный результат НДС поршня еще на стадии проектирования.

Целью данной работы является разработка и научное обоснование методики эффективного проектирования поршней современных ДВС, а именно выбор и обоснование путей создания конструкции поршня с заданными параметрами. При этом решались следующие задачи:

1. Создание расчетной модели поршня, выбор и обоснование граничных условий нагружения, обеспечивающих достоверность результатов расчета НДС поршня.
2. Формулирование постановки обратной задачи теории упругости применительно к проектированию поршня ДВС.
3. Определение влияния тепловой и динамической составляющих на НДС поршня.
4. Постановка целей и задачи физического эксперимента; создание установки и методики экспериментального исследования НДС поршня.
5. Практическое применение методики проектирования поршней современных ДВС.

Данная статья является составляющей частью научно-исследовательской работы, проводимой силами конструкторского отдела ОАО "АВТРАМАТ" в области проектирования современных поршней широкой номенклатуры с использованием вычислитель-

ной техники и применением CAD/CAM/CAE программ (SolidWorks, Cimatron, LwmFlow) и разработки методики эффективного проектирования изделий, внедряемой на предприятии.

Исходным пунктом в методике проектирования поршня является постановка задачи, подразумевающая выдачу технического задания (ТЗ) на поршень, на основании которого и других дополнительных данных проводится тепловой расчет двигателя и, определяется давление в цилиндре, необходимое для дальнейшего расчета поршня на прочность (рис.1). На основании ТЗ, теплового расчета двигателя, литературных источников [6,7], экспериментальных данных и существующих аналогов формируются геометрические ограничения, накладываемые на поршень. Важным ограничивающим фактором является масса, поэтому большое внимание уделяется оптимизации конструкции по массе с сохранением необходимых прочностных свойств поршня, а также обеспечения заданной жесткости и хорошего теплоотвода от доньшка.

Следующим этапом после создания 3-D модели, является создание модели силового и теплового нагружений для расчета методом конечных элементов (МКЭ) [8]. В результате этих расчетов получают поля напряжений и деформаций соответственно от силового воздействия и температуры, а также поле распределения температур (рис.2).

Этап предварительного проектирования заканчивается оценкой результатов расчетов, при этом оценочным критерием являются критерий работоспособности по прочности. При неудовлетворительном результате проводится коррекция трехмерной модели и цикл повторяется.

После принятия окончательного варианта модели формируется профиль поршня [9]. Параллельно этому проводится проектирование и изготовление оснастки для его производства. По окончании этого этапа изготавливается опытная партия поршней.

Следующий крупный этап – экспериментальные исследования и их анализ. Экспериментальные исследования можно разделить на три основных типа: температурные, ресурсные и прочностные.

При температурных исследованиях экспериментальным путем определяется температурное поле поршня [8]. Для этого поршень препарируется термо-

индикаторами ИМТК (измерители максимальной температуры, кристаллические) [10]. Такой тип решения предпочтителен ввиду трудности измерения температуры поршня с помощью термопар и, в частности, передачи сигнала от подвижных термодатчиков к неподвижному измерительному комплексу.

По результатам экспериментальных данных проводится идентификация граничных условий, 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 граничных условий, наиболее влияющие на распределение температур в поршне. При необходимости в модель вносятся изменения, и цикл повторяется, как было описано выше.

В ходе прочностных исследований проводится идентификация модели нагружения и определяется коэффициент коррекции. Для измерения деформаций (напряжений), в ходе натурного эксперимента, поршень препарируют тензодатчиками. Наибольшее распространение в современной высокотемпературной тензометрии нашли проволочные и фольговые тензорезисторы. Однако они, имея значительные размеры массу, не могут обеспечить достаточную точность измерения и устойчивую работу при значительном уровне инерционных нагрузок и высоких температурах, характерных для работающего двигателя.

Существенным шагом в решении этой проблемы является применения высокотемпературных пленочных тензорезисторов на автономной подложке. Как показали исследования, пленочные тензорезисторы обладают хорошей чувствительностью, а высокая рабочая температура и значительная вибростойкость являются решающим фактором при выборе типа тензорезистора для оценки вибронпряженного состояния поршней ДВС. [11].

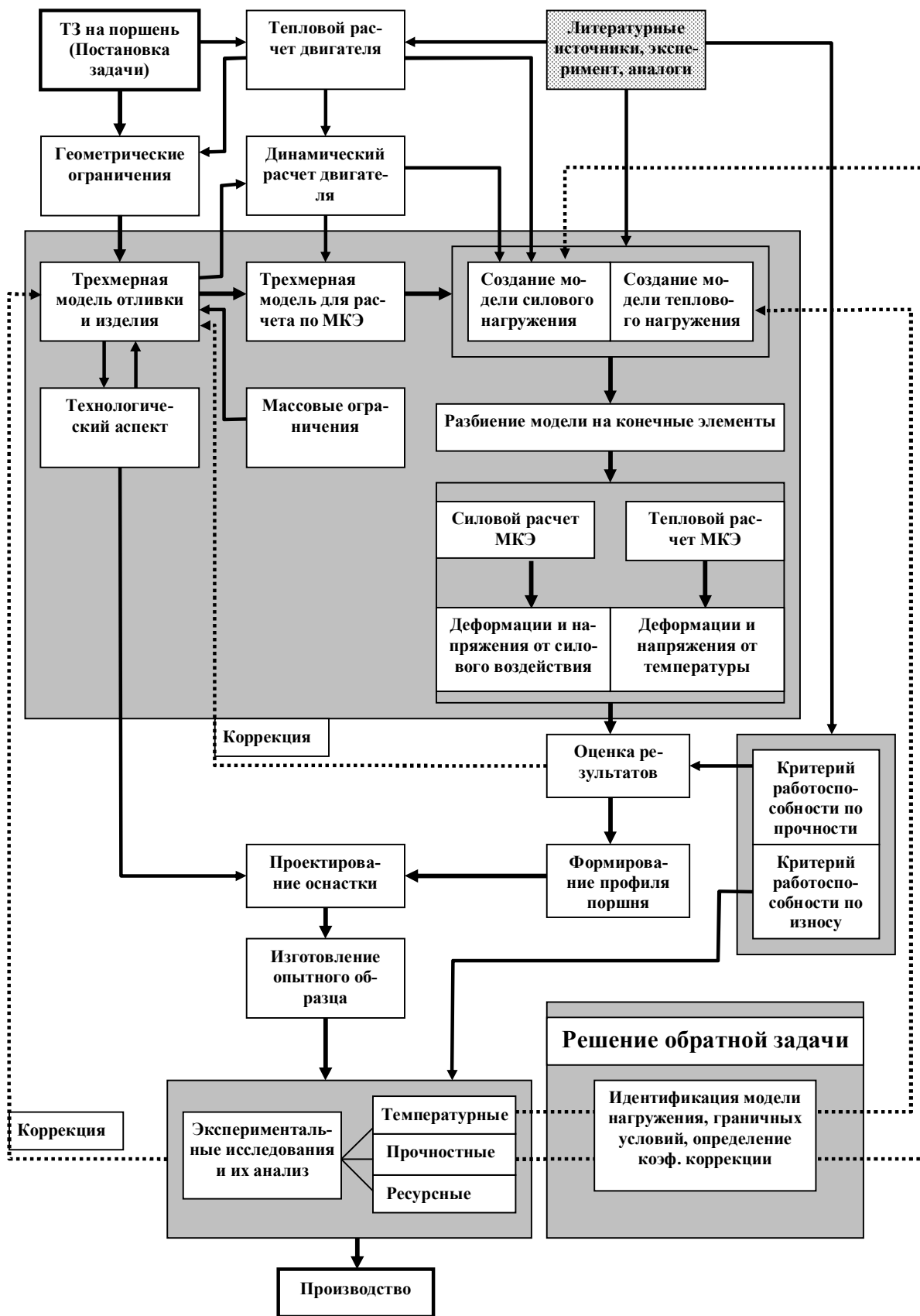


Рис. 1. Схема проектирования поршня ДВС

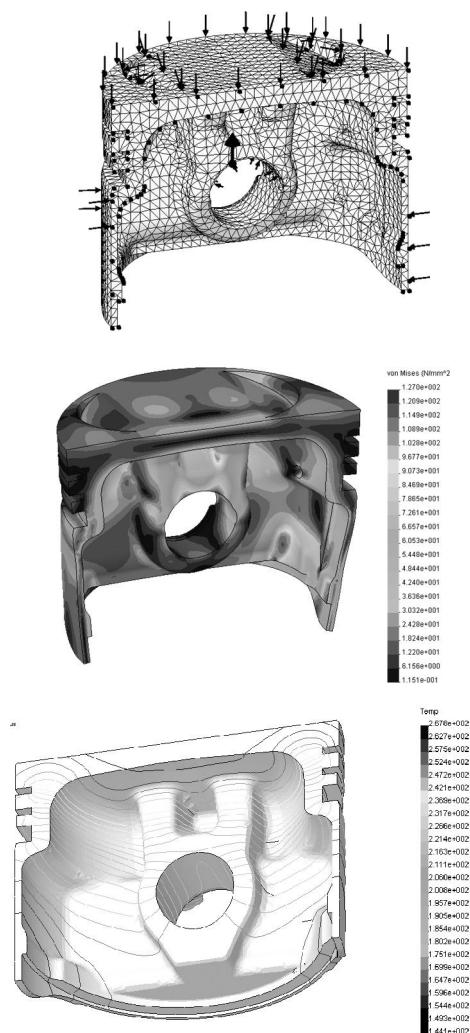


Рис.2. Модель нагружения и результаты расчета

Информация, полученная при помощи тензодатчиков, может быть обработана тремя следующими способами:

- Передана контактным способом на внешнее запоминающее устройство (ЗУ);
- Передана бесконтактным способом (по радиоканалу, через инфракрасный порт) на внешнее ЗУ;
- Записана на подвижное ЗУ, закрепленном непосредственно на объекте исследования.

В первом случае необходимо обеспечить надежный контакт и бесперебойную передачу сигнала, что представляет достаточно сложную задачу. Во втором – необходимо установить достаточно дорогую приемо-передающую пару внутри двигателя и обеспечить её защиту от воздействия внешних факторов. Наиболее простым видится третий вариант, когда информация записывается на ЗУ, установлен-

ное непосредственно на поршне, а после окончания измерений переписывается на внешнее ЗУ. Недостатком в этом варианте является то, что для снятия данных требуется провести демонтаж поршня.

Однако проведение полноценного натурного эксперимента является трудоемким и дорогостоящим мероприятием. Поэтому на первичном этапе допустимо проведение последнего без учета термической и динамической составляющих нагружения. Результаты его являются основой оценки приемлемости допущений, принятых при задании граничных условий в упрощенном расчете напряженно-деформированного состояния, обусловленного механическими воздействиями на поршень. Такое допущение принято ввиду того, что температурные нагружения оказывают незначительное влияние на распределение напряжений в теле поршня легкотопливного ДВС и основной задачей является определение корректности задания граничных условий именно для силового нагружения. В частности, необходимо определить площадь и форму пятна контакта пар: поршневой палец – бобышка поршня, и юбка поршня – стенка цилиндра.

В предложенном варианте проводится статическое нагружение неподвижно закрепленного поршня без подвода теплоты. Установка для нагружения поршня (рис.3) имитирует условия его закрепления в цилиндре двигателя [12]. 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 для 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 была установлена заглушка со штуцером для подвода масла от гидронасоса [7]. Для переналадки установки необходимо лишь заменить втулку 21 и поршневой палец 8, а также укомплектовать испытуемый поршень резиновыми кольцами нужного типоразмера.

Нагружения поршня проводятся в соответствии

с выбранными режимами работы двигателя для характерных точек, взятых из индикаторной диаграммы, текущего положения поршня и шатуна и геометрии собственно поршня. Для этих точек определяются такие параметры, как давление в цилиндре, угол поворота коленчатого вала (угол наклона шатуна), величина ускорения поршня.

Ресурсные испытания проводятся на моторном стенде по утвержденной программе [13]. Важнейшим оценочным параметром при этих испытаниях является критерий работоспособности по износу.

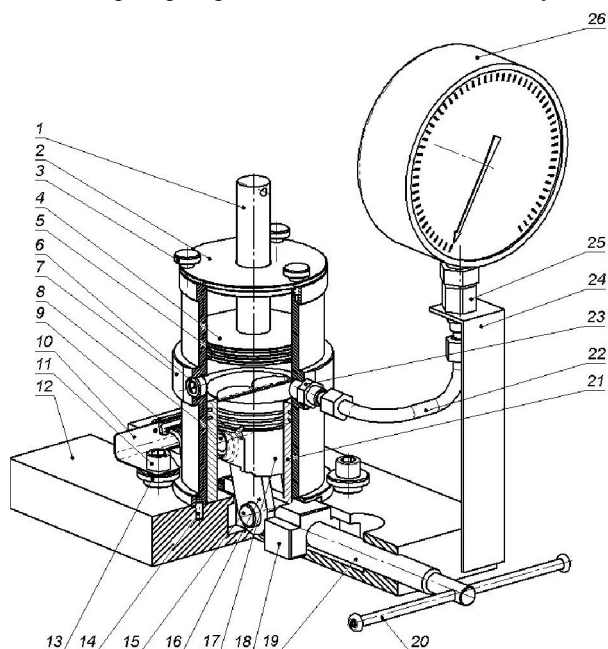


Рис.3. Испытательная установка

По окончании полного цикла экспериментальных исследований и их анализа, проводится необходимая коррекция модели поршня и литейной оснастки, а также остальные работы согласно приведенной схеме. При получении положительного результата в ходе экспериментальных исследований поршень принимается к производству.

Как уже было сказано выше, в ходе расчетных работ, часто возникают ситуации, когда необходимо удостовериться в корректности установленных граничных условий или уточнить их. Другими словами, необходимо решить обратную задачу. Обратные задачи 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 обратной задачи теории упругости применительно к поршню ДВС и предложен вариант решения [14].

Прямая задача теории упругости заключается в следующем: зная геометрические параметры объекта, свойства материала и параметры нагружения необходимо определить напряжения и деформации.

Исходя из этого, можно сформулировать постановку обратной задачи теории упругости в такой форме: используя значения деформаций (напряжений) в контрольных точках, полученных при помощи физического эксперимента, необходимо определить параметры, характеризующие граничные условия. А именно – площадь и форму пятен контакта юбки поршня с цилиндром двигателя, и поршневого пальца с отверстием в бобышке поршня, а также давление в этих зонах. Такая обратная задача относится к группе геометрических.

Решение задачи в общем случае заключается в рассмотрении вектора невязки [14]

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

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 γ_i , образующие вектор погрешностей.

На основании выражения (1) составляется функция невязки системы. Решением обратной задачи теории упругости является минимизация функции невязки системы по искомым параметрам \bar{B} . Чаще всего используется квадратичная функция невязки (оценивание методом наименьших квадратов):

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

Результаты таких решений обратной задачи будем называть оптимальными оценками. Возможны два типа оптимального оценивания: оценивание вектора состояния и оценивание различных параметров

системы. Для того чтобы получить оценку искомых параметров, необходимо провести минимизацию функции невязки по вектору искомых параметров - назовем эту задачу идентификацией параметров системы. Система называется локально идентифицируемой, если её квадратичная функция невязки имеет минимум:

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

Следует отметить, что вектор неизвестных параметров \vec{B} может включать в себя любое количество неизвестных коэффициентов уравнений модели (параметров) и граничные условия, не нарушающие условие локальной идентифицируемости системы.

Таким образом, получив экспериментальным путем значения деформаций или напряжений в контрольных точках, и, решая обратную задачу теории упругости, можно оценить корректность задания граничных условий, накладываемых при решении прямой задачи теории упругости и уточнить их.

В ходе проведенной работы были получены следующие результаты:

- предложен усовершенствованный подход при проектировании поршней ДВС, основанный на использовании обратной задачи теории упругости.
- сформулирована постановка обратной задачи теории упругости применительно к проектированию деталей ДВС, в частности поршня.
- разработаны и обоснованы методы исследования напряженно-деформированного состояния поршня ДВС.

Предложенная методика эффективного проектирования применялась при проектировании ряда поршней и хорошо зарекомендовала себя в условиях производства на предприятии «АВТРАМАТ».

Список литературы:

1. *Автомобильные двигатели* / Под ред. д-ра техн. наук И.С. Ховаха. - изд. 2-е, перераб. И доп. - М.: Машиностроение, 1977. - 592 с., ил. 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., ил. 3. *Расчет температурных полей поршня мето-*

дом конечных элементов. Using of finite elements method for field temperature in piston / Jaskolski J., Budzik G. // *Соверш. мощност., экон. и экол. показателей ДВС: Матер. 7 Междунар. науч.-практ. семин., Владимир, 25-27 мая, 1999.*— Владимир, 1999.— С. 118-119.— Рус. 4. *Физическое моделирование термомеханической усталостной и длительной прочности поршней при изменении степени форсирования и условий эксплуатации тракторных и комбайновых дизелей.* / Г.А. Мелекесцев // *Диссертация на соискание ученой степени ктн.* - Харьков: ХПИ, 1993. 5. *Научные основы обеспечения длительной прочности поршней быстроходных дизелей при использовании САПР.* / Пылев В.А. // *Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук.* - Харьков: ХПИ, 2002. 6. *Система проектирования поршней ЛВС* / Feng Li-yan, Song Xi-geng // *Dalian ligong daxue xuebao=J. Dalian Univ. Technol.* — 2000. — 40, № 3.— С 317-319.— Кит.; рез. англ. 7. *Разработка конструкции и исследование теплонапряженного состояния поршня дизеля для энергонасыщенного трактора.* / А.И. Ворожейнов // *Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук.* - Харьков: ХИИТ, 1990. 8. *Исследование температурного поля поршня.* / А.В. Белогуб, А.Г. Щербина, А.А. Зотов, Ю.А. Гусев // *Авиационно-космическая техника и технология.* - Харьков, 2002. Вып. 31. - С. 120-123. 9. *Расчетно-экспериментальное формирование образующей поршня тепловозного дизеля.* / А.В. Белогуб, А.Г. Щербина, А.А. Зотов // *Авиационно-космическая техника и технология.* - Харьков, 2001. Вып. 26. - С. 100-102. 10. *Егоров Я.А., Коваленко К.А.. Исследование температурного поля деталей ЦПГ высокооборотного двухтактного ДВС* / *Авиационно-космическая техника и технология: Сб. научн. Тр.* - Харьков: ХАИ, 2001. - Вып. 26. *Тепловые двигатели и энергоустановки.* - С. 96-99. 11. *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.* - Харьков, 2002. Вып. 34. - С. 185-187. 12. *Исследование напряженно-деформированного состояния поршня* / А.А. Зотов // *Авиационно-космическая техника и технология.* - Харьков, 2003. Вып. 42/7. - С. 165-167. 13. *Двигатели автомобильные. Методы стендовых испытаний. ГОСТ 14846-81 (СТ СЭВ 765-77). Государственный комитет СССР по стандартам.* Москва. Издание официальное. 14. *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. Научно-техн. журнал.* - Запорожье, ОАО "Мотор Сич", 2004. №2 - С.109-112.