

ОПТИМИЗАЦИЯ ГЕОМЕТРИИ ПОРШНЯ ДИЗЕЛЯ*

Ю.В. Рождественский, д.т.н., проф., И.С. Грибанов, Д.О. Денисов
Южно-Уральский государственный университет

Гидромеханические характеристики сопряжения поршень–цилиндр существенно влияют на потери мощности на трение. Авторами предлагается методика оптимизации профиля поршня.

Данная методика основывается на применении метода ЛПт-последовательности для определения осевого профиля и геометрических размеров пятна контакта поршень–цилиндр. Программа оптимизации разработана на базе комплекса «Орбита–Поршень» и использована для оптимизации поршня двигателя ЧН15/16.

Профилирование боковой поверхности направляющей части поршня является одним из способов, обеспечивающих гидродинамический режим трения между поршнем и цилиндром. На юбке поршня двигателей внутреннего сгорания после некоторого периода эксплуатации возникают натирсы. Они являются результатом работы двигателя на режиме, когда толщина смазочной пленки не достаточна для обеспечения жидкостного трения. Область натирсы (пятна контакта) можно считать несущей областью, воспринимающей действующие нагрузки.

Форма и площадь пятна контакта непосредственно влияют на такие гидромеханические характеристики сопряжения поршень–цилиндр, как потери мощности на трение, расход смазки в направлении камеры сгорания и толщину смазочного слоя. Целенаправленно формируя пятно контакта с определенной геометрией, можно добиться оптимальных гидромеханических характеристик сопряжения.

Изменением осевого профиля юбки поршня можно уменьшить расход смазки в направлении камеры сгорания поршня, что приведет к увеличению потерь мощности на трение. Снижение потерь на трение достигается уменьшением площади несущей поверхности за счет радиального профилирования поршня.

Целью решения задачи оптимизации является определение рациональных геометрических параметров профиля поршня, обеспечивающих

улучшение гидромеханических характеристик трибосопряжения поршень–цилиндр.

В статье представлена методика оптимизации профиля поршня двигателя внутреннего сгорания в осевом и радиальном направлениях. Приведен пример оптимизации профиля поршня двигателя типа ЧН15/16.

Методика оптимизации

Гидромеханические характеристики трибосопряжения находятся совместным решением уравнений движения поршня и уравнения Рейнольдса [1]. Уравнения движения, пренебрегая наклоном поршня, можно записать в виде системы уравнений равновесия поршня на смазочном слое:

$$R_x - F_x = 0; \quad (1)$$

$$(P_r + P^j)(e_n + e_0) - P^j e_c - R_x(b^* + b') = 0,$$

где P_r и P^j — сила давления газов и сила инерции поршня от поступательного движения вдоль оси цилиндра (рис. 1); e_n и e_0 — дезаксаж поршня и двигателя; e_c — смещение центра тяжести от вертикальной оси поршня; $R_x = f(e, \gamma, \dot{e}, \dot{\gamma}, t)$ — реакция смазочного слоя, являющаяся функцией эксцентриситета e , угла наклона γ поршня, его скоростей \dot{e} , $\dot{\gamma}$ в момент времени t и действует

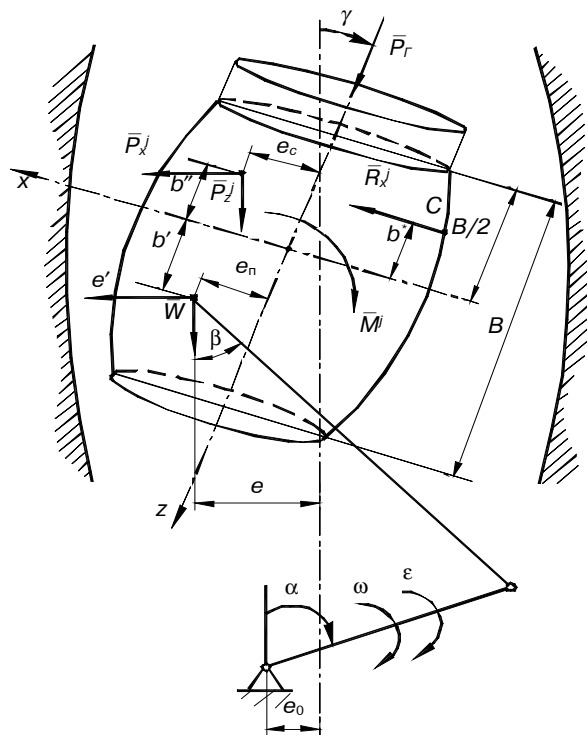


Рис. 1. Динамика поршня

* Предоставляемая работа выполнена при поддержке Российского фонда фундаментальных исследований (проект 0120006) и аналитической ведомственной целевой программы «Развитие научного потенциала высшей школы (2006–2008 г.)» (код проекта РНП 2.1.2.2285).

на расстоянии $(b^* + b')$ от оси поршневого пальца; $e = e(t)$ и $\gamma = \gamma(t)$ — функции эксцентриситета и угла наклона поршня относительно центра пальца, определяемые интегрированием системы (1) с начальными условиями при $t = t_0$, $e = e_0$, $\gamma = \gamma_0$; $F_x = (P_r + P^j)\text{tg}\beta$ — боковая сила, действующая на поршень; β — угол наклона шатуна относительно вертикальной оси цилиндра.

Реакция R_x и ее момент $M_y = R_x(b^* + b')$ определяются из уравнений:

$$\begin{aligned} R_x &= \iint_{(s)} p R \cos\varphi d\varphi dz; \\ M_y &= \iint_{(s)} p R (z + b') \cos\varphi d\varphi dz, \end{aligned} \quad (2)$$

где φ и z — окружная и осевая координаты; p — гидродинамическое давление в точке смазочного слоя с координатами (z, φ) ; R — радиус цилиндра (поршня); s — область интегрирования (несущая область смазочного слоя); b' — расстояние от оси, проходящей через геометрический центр юбки до оси поршневого пальца.

Поле гидродинамических давлений в смазочном слое между поршнем и цилиндром определяется интегрированием обобщенного уравнения Рейнольдса для давлений [1].

Задачу расчета оптимальных геометрических соотношений элементов сопряжения поршень–цилиндр можно отнести к типу задач параметрической оптимизации [2]. Объект оптимизации — система поршень–смазочный слой–цилиндр. Неизвестными являются геометрические параметры сопряжения: профиль юбки поршня, диаметральный зазор. В качестве критериев оптимизации $\Phi(X) = (\Phi_1(X), \Phi_2(X), \dots, \Phi_k(X))$ были выбраны гидродинамические характеристики трибосопряжения: P — потери мощности на трение; Q_1 — расход смазки в направлении камеры сгорания, косвенно характеризующий расход смазки на угар; h_{\min} — минимальная за цикл толщина смазочного слоя.

Решение многокритериальных задач связано с поиском некоторого компромисса между критериями. Среди возможных принципов конструирования таких компромиссов наибольший интерес представляют свободные от субъективизма решения, оптимальные в смысле Парето (Парето — оптимальные решения): решение $X^* \in D$ (где X — варьируемый геометрический параметр; D — множество допустимых значений) оптимально в смысле Парето, если не существует ни одной точки $X^* \in D$ чтобы,

$$\Phi_j(X) \in \Phi_j(X^*), \quad j = 1, \dots, k \quad (3)$$

и если хотя бы для одного j -го критерия выполняется неравенство

$$\Phi_j(X) \leq \Phi_j(X^*). \quad (4)$$

Если такая точка существует, она должна быть оптимальной, так как ни по одному критерию не уступит X . Тогда задачу поиска оптимума можно решать на множестве Парето \tilde{P}

$$\Phi_j(X^*)_{\min}, \quad X^* \in \tilde{P}. \quad (5)$$

Наиболее удобным для решения многокритериальных задач является компромиссный метод оптимизации на основе применения ЛПт-последовательности или метод ЛП-поиска (метод зондирования пространства параметров), обладающий наилучшими характеристиками равномерности [3].

На основе этого метода разработан алгоритм выбора наиболее рациональных геометрических параметров направляющей части поршня, который состоит из двух последовательно используемых шагов — сначала оптимизация осевого профиля, а затем оптимизация геометрических параметров пятна контакта.

Для аналитического описания профиля юбки поршня в плоскости, перпендикулярной оси поршневого пальца (осевое профилирование), задавались отклонения h_{a1i} и h_{a2i} (рис. 2) профиля от правильной цилиндрической формы на верхнем и нижнем краях юбки и координата Z_{aci} точки C_{ai} вершины профиля ($i = 1, 2$ — нагруженная и ненагруженная сторона поршня соответственно). Принималось, что зазор между поршнем и цилиндром на уровне точки C_{ai} равен характерному зазору h_0 в сопряжении при центральном положении поршня в цилиндре. Профиль юбки аппроксимировался степенными функциями и представлялся аппроксимирующей кривой

$$h_i = h_0 k_{ai} |z - m_{ai}|^{l_{ai}}, \quad (6)$$

где $z = Z/R$, $m_{ai} = z_{aci}$, l_{ai} и k_{ai} — безразмерные коэффициенты; R — радиус поршня; a указывает на осевое профилирование.

По аналогии с осевым при радиальном профилировании линии, ограничивающие несущую

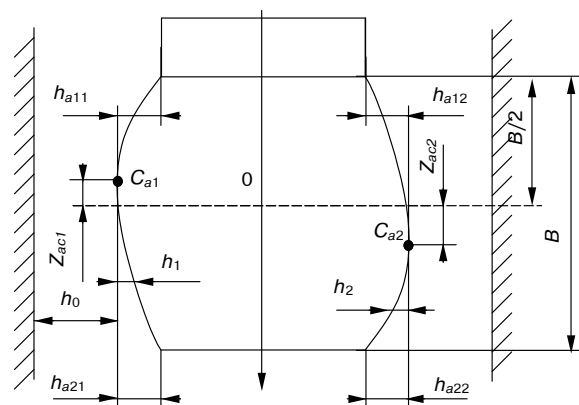


Рис. 2. Основные размеры осевого профиля поршня

поверхность (рис. 3), аппроксимировались параболой вида

$$\varphi_n(z) = \frac{\theta_0}{2} + \frac{\theta_0}{2} \cdot k_r \cdot |(z - m_r)|^r, \quad (7)$$

где θ_0 — угловая ширина несущих поверхностей на уровне Z_{rc} ; n — номер ограничивающей линии; r указывает на радиальное профилирование.

Пространство параметров для оптимизации профиля в осевом направлении представлялось в виде семимерного вектора

$$X = (k_{a1}, l_{a1}, m_{a1}, k_{a2}, l_{a2}, m_{a2}, S),$$

где S — диаметральный зазор в сопряжении; для оптимизации профиля в радиальном направлении — в виде четырехмерного вектора

$$X = (k_{r1} = k_{r2}, l_{r1} = l_{r2}, m_{r1} = m_{r2}, \theta).$$

Форма профиля поршня и положение относительно цилиндра определяют характерную толщину смазочного слоя.

Алгоритм оптимизации геометрических параметров поршня основан на численном исследовании пространства параметров проектируемой системы и состоит из трех этапов.

На первом этапе отыскивалась точка ЛПт-последовательности и определялись параметры профиля k , l и m . На параметры накладывались ограничения, связанные со способом задания профиля. Если точка удовлетворяла ограничениям, проводился расчет траектории движения поршня на смазочном слое в цилиндре. В большинстве случаев достаточными оказывались 128 расчетов, по результатам которых составлялась таблица испытаний.

На втором этапе уточнялись критериальные ограничения на основе анализа таблицы испытаний:

$$P \leq P'; Q_1 \leq Q_1'; h_{\min} \geq h'_{\min}, \quad (8)$$

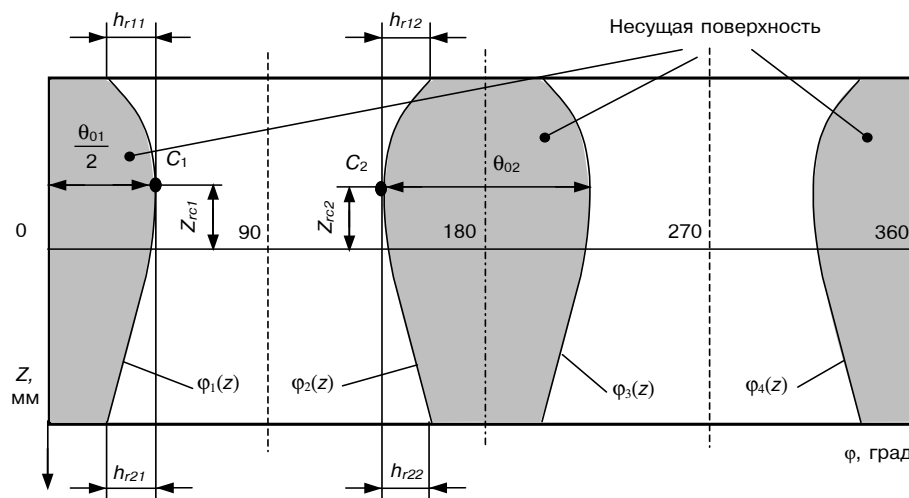


Рис. 3. Развертка юбки поршня с овальным радиальным профилированием

где P' , Q' , h'_{\min} — уточненные критериальные ограничения.

На третьем этапе проводилась проверка условий (8). Если эти условия не выполнялись, осуществлялся возврат ко второму этапу и делались уступки при назначении ограничений или увеличивалось число пробных точек. Наконец, если при неоднократном увеличении числа пробных точек условия (8) все же не выполнялись, считалось, что выбранные критериальные ограничения несовместны.

Если условия (8) выполнялись, из рассмотрения исключались неэффективные точки, оставшиеся считались «паретовскими». При необходимости для улучшения полученных результатов в окрестности выбранной точки производились дополнительные расчеты.

Результаты оптимизации

Оптимизация выполнялась для поршня двигателя типа ЧН15/16 ($B = 78$ мм, $R = 75$ мм) на режиме номинальной мощности.

Для выбора наиболее рациональных геометрических параметров поршня в горячем состоянии на первом шаге оптимизации в качестве базовой рассматривалась существующая конструкция, для которой значения параметров профиля юбки поршня в осевом направлении: $k_a^{\text{сеп}} = 2,493$, $l_a^{\text{сеп}} = 1,053$, $m_a^{\text{сеп}} = -0,387$. Поиск нового профиля поршня производился в окрестности описанной точки $A = (X^A_1, X^A_2, \dots, X^A_n)$, где $X^A_1, X^A_2, \dots, X^A_n$ — параметры профиля поршня.

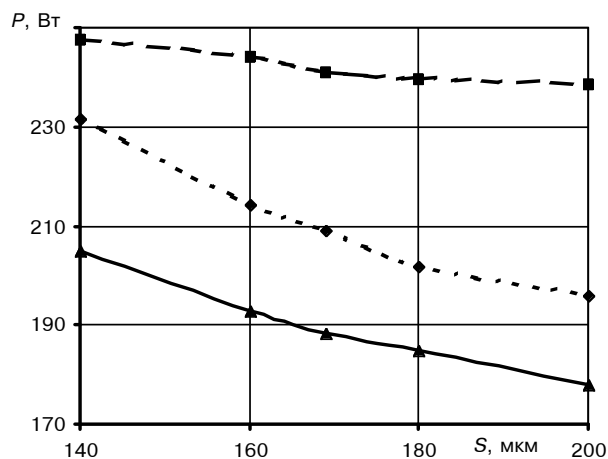
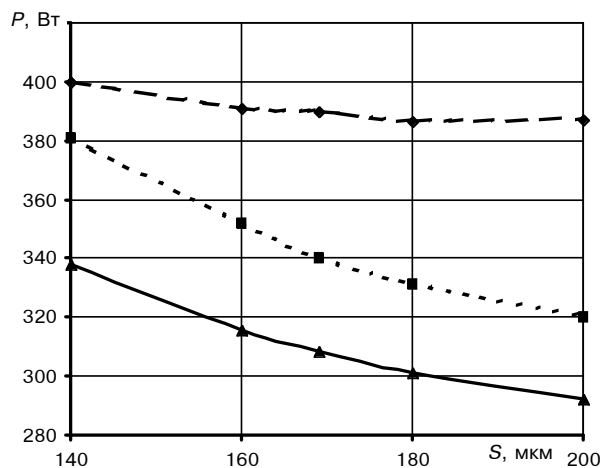
Для зондирования пространства параметров проведено 128 расчетов траектории поршня с использованием программы оптимизации, разработанной на базе комплекса программ «Орбита-Поршень 3» [4].

В качестве критериальных ограничений взяты расчетные гидродинамические характеристики серийного поршня: $P = 389,6$ Вт, $Q = 40,4$ см³/с, $h_{\min} = 15,9$ мкм. Данным критериальным ограничением удовлетворяет

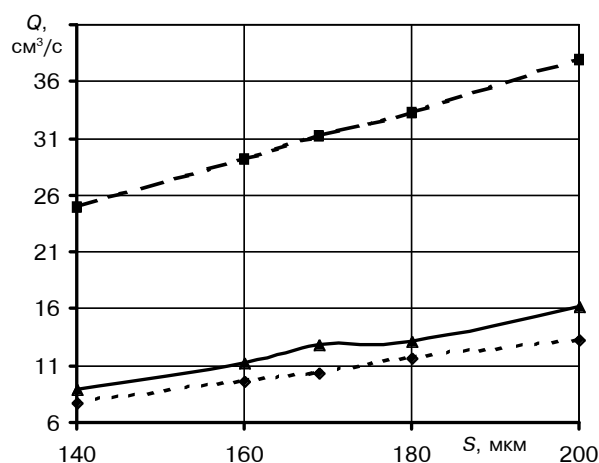
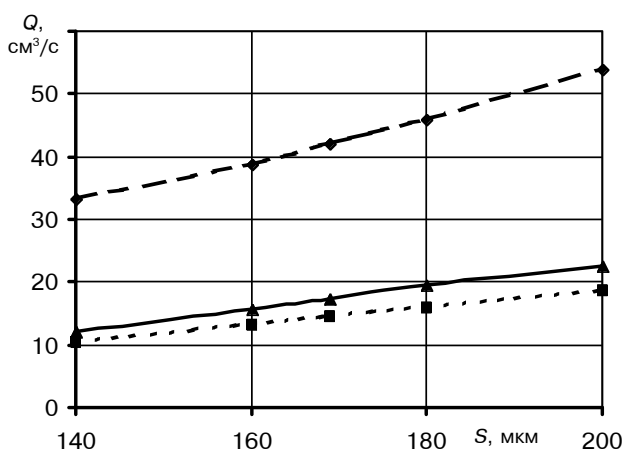
ряд точек, из множества которых была выбрана точка A' , для которой потери мощности на трение минимальны. Параметры оптимизированного в осевом направлении асимметричного профиля поршня представлены в левой части табл. 1, где $i = 1$ и 2 — нагруженная и ненагруженная стороны поршня.

На втором шаге оптимизации в качестве параметров осевого профиля

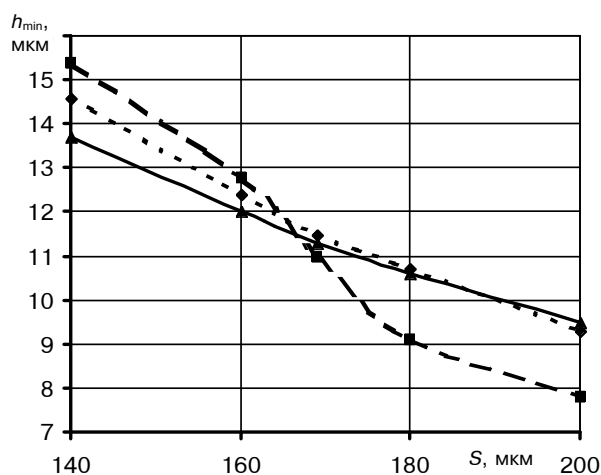
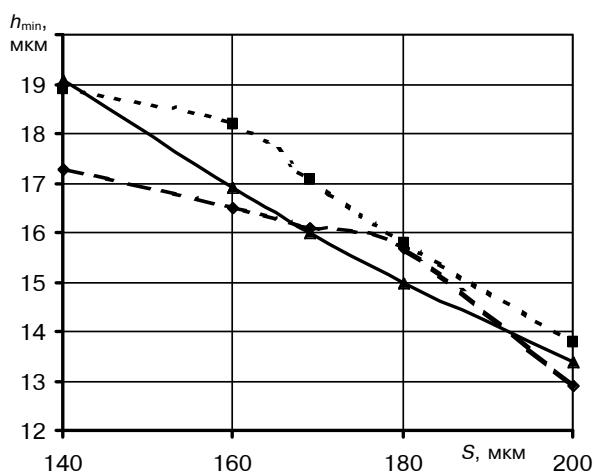
а)



б)



в)



—▲— — поршень, оптимизированный в осевом и радиальном направлениях; --■-- — поршень, оптимизированный только в осевом направлении; -◆- — серийный поршень

Рис. 4. Сравнение гидромеханических характеристик трибосопряжения поршень—цилиндр за цикл работы на режимах максимальной мощности (слева) и максимального момента (справа):

а) потери мощности на трение; б) расход смазки в направлении камеры сгорания;

в) минимальная за цикл толщина смазочного слоя

Таблица 1

Результаты осевой и радиальной оптимизации

Профилируемая сторона поршня	Параметры профиля юбки поршня					
	в осевом направлении			в радиальном направлении		
	k_a	l_a	m_a	k_r	l_r	m_r
Нагруженная	2,608	1,305	-0,375	-0,579	1,054	-0,368
Ненагруженная	2,113	1,010	-0,397	-0,579	1,054	-0,368

Таблица 2

Результаты оптимизации

Поршень	P , Вт	Q_1 , см ³ /с	h_{min} , мкм
Серийный (точка А)	$\frac{389,6^*}{240,7}$	$\frac{40,4}{30,2}$	$\frac{15,9}{12,4}$
Оптимизированный в осевом направлении (точка А')	$\frac{340,4}{209,3}$	$\frac{14,5}{10,4}$	$\frac{17,1}{11,5}$
Оптимизированный в осевом и радиальном направлениях (точка А'')	$\frac{308,7}{188,5}$	$\frac{17,4}{12,8}$	$\frac{16,0}{11,3}$

* В числителе результаты на режиме максимальной мощности, в знаменателе — на режиме максимального момента.

были использованы значения точки А'. Аналогично в окрестности этой точки (с прямоугольным радиальным профилем) проводился поиск нового симметричного профиля в радиальном направлении. Для численного исследования пространства параметров системы также было проведено 128 расчетов траектории поршня. В качестве новых критериальных ограничений были взяты расчетные характеристики точки А': $P' = 340,4$ Вт, $Q' = 14,5$ см³/с, $h'_{min} = 16$ мкм. Этим ограничениям удовлетворяет ряд точек, среди которых была выбрана точка А', являющаяся наилучшей по сумме обобщенных выходных параметров.

В итоге после двух шагов оптимизации в осевом и радиальном направлениях получен профиль поршня со следующими значениями параметров (табл. 1).

Результаты расчетов гидромеханических характеристик трибосопряжения поршень—цилиндр после оптимизации в осевом и радиальном направлениях приведены в табл. 2.

Здесь же приведены расчеты параметров P , Q , h_{min} на режиме максимального момента как наиболее тяжелом и показательном с точки зрения эксплуатации двигателя.

Для оценки влияния технологических отклонений и износа трибосопряжения поршень—цилиндр были проведены расчеты для различных диаметральных зазоров S в сопряжении. Результаты показаны на рис. 4.

Вывод

Для всех принятых зазоров на исследуемых режимах работы двигателя поршень с оптимизированным профилем имеет лучшие гидромеханические характеристики. Таким образом, в ходе оптимизации удалось без значительного изменения толщины смазочного слоя сократить потери мощности на трение на 20,8–21,6 %, расход смазки в направлении камеры сгорания на 56–57,6 %.

Литература

1. *Рождественский Ю.В., Маслов А.П., Плеваков Г.И., Милицин В.В.* Влияние геометрии деталей цилиндропоршневой группы двигателя на гидромеханические характеристики трибосопряжения поршень—цилиндр // Двигателестроение. — 2003. — № 2. — С. 15–18.
2. *Прокопьев В.Н., Рождественский Ю.В., Хозенюк Н.А.* Применение методов оптимизации для совершенствования гидродинамических опор скольжения двигателей транспортных машин // Вестник Российской академии транспорта: Уральское межрегиональное отделение. — 2001. — № 3. — С. 94–98.
3. *Соболь И.М., Статников Н.Б.* Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями. — М.: Наука, 1981. — С. 285.
4. *Прокопьев В.Н., Рождественский Ю.В., Задорожная Е.А.* и др. Комплекс программ для исследования работы трибосопряжения поршень—цилиндр «Орбита-Поршень 3» / Свидетельство об официальной регистрации программы для ЭВМ № 2005610094. Зарег. 11 января 2005 г.

НОВОСТИ ОАО НИКТИД

ОАО «Научно-исследовательский конструкторско-технологический институт двигателей» (ОАО НИКТИД, г. Владимир) 10 июня 2007 г. зарегистрирован в качестве технической службы 22/М по Правилам ЕЭК ООН № 96 «Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения двигателей с воспламенением от сжатия для установки на сельскохозяйственных и лесных тракторах

и внедорожной технике в отношении выброса загрязняющих веществ этими двигателями».

Теперь протоколы по результатам определения в ИЦД ОАО НИКТИД на имеющемся современном оборудовании выбросов вредных газообразных составляющих и твердых частиц с отработавшими газами двигателей данного назначения будут признаваемы не только в России и СНГ, но и в странах дальнего зарубежья.