

УДК 621.432 (621.435, 62-144)

О.В. ВЕРЕТЕЛЬНИК, м. н. с. каф. ТММиСАПР НТУ „ХПИ”, Харьков;
Н.А. ТКАЧУК, докт. техн. наук, проф., зав каф. ТММиСАПР
НТУ „ХПИ”, Харьков;
С.Ю. БЕЛИК, м. н. с. каф. ДВС НТУ „ХПИ”, Харьков

КОНТАКТНОЕ ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ ПОРШНЯ С ГАЛЬВАНО-ПЛАЗМЕННОЙ ОБРАБОТКОЙ БОКОВОЙ ПОВЕРХНОСТИ СО СТЕНКАМИ ЦИЛИНДРА ДВС

У статті описано загальний підхід та математичну модель напружено-деформованого стану поршня зі стінками циліндру ДВС. Математична модель контактної взаємодії побудована без спрощення умов контактної взаємодії. Крім того, передбачено урахування контактної жорсткості шару, що утворюється в процесі гальваноплазмової обробки бічної поверхні поршня.

В статье описан общий подход и математическая модель напряженно-деформированного состояния поршня со стенками цилиндра ДВС. Математическая модель контактного взаимодействия построена без упрощения условий контактного взаимодействия. Кроме того, предусмотрено учет контактной жесткости слоя, который образуется в процессе гальваноплазменной обработки боковой поверхности поршня.

The article describes the general approach and mathematical model of the stress-strain state of the piston from the cylinder walls of internal combustion engines. Mathematical model of contact interaction is constructed without simplifying the conditions of contact interaction. Also include consideration of the contact stiffness of the layer formed during galvano-plasma processing lateral surface of the piston.

Введение. Напряженно-деформированное состояние (НДС) поршней ДВС представляет значительный интерес, поскольку они работают в условиях интенсивных механических и температурных нагрузок, а также в подвижном контактном сопряжении со стенками цилиндра. В связи с этим решением этой задачи уделяется большое внимание. В частности, в работах [1-6] описаны применяемые для расчета НДС поршней математические модели и численные методы. Одной из их особенностей является приведение граничных

условий на поверхности поршня, сопряженной с поверхностью цилиндра, к виду классических граничных условий типа равенства по части этой поверхности. Очертания и площадь этой „опорной” части берутся из предыдущих исследований [1-9]. В то же время использование в современных поршнях профилирования боковой поверхности в окружном и продольном направлениях делает данную процедуру сомнительной, т.к. условия сопряжения в этом случае сильно изменяются при незначительном изменении профиля поверхности. Кроме того, дополнительный, ранее не учитываемый фактор, – образование на поверхности поршня специального слоя вследствие технологической операции гальваноплазменной обработки (ГПО) [10] – также оказывает дополнительное, ранее не исследованное воздействие на граничные условия в контакте и на размеры и форму зон контактного взаимодействия.

Таким образом, возникает актуальная задача совершенствования математических и численных моделей для исследования НДС и условий контактного взаимодействия поршня со стенками цилиндра ДВС с учетом факторов профилирования боковой поверхности поршней, наличия тонкого слоя оксидированного материала, а также без упрощающих предположений относительно распределения контактных зон и контактных давлений.

Целью данной работы является формирование таких моделей в общей постановке.

Постановка задачи. Рассмотрим некоторые моменты построения расчетной схемы для определения напряженно-деформированного состояния поршня (рис. 1). Данная расчетная схема не является полной и корректной, а содержит лишь отражение качественно важных факторов (см. выше), отличающих именно эту постановку задачи от других.

Движение и нагружение поршней ДВС диктуется характером рабочего процесса в них. Текущее положение поршня в некоторой неподвижной системе координат $Oxuz$ (например, привязанной к одной из мертвых точек) мо-

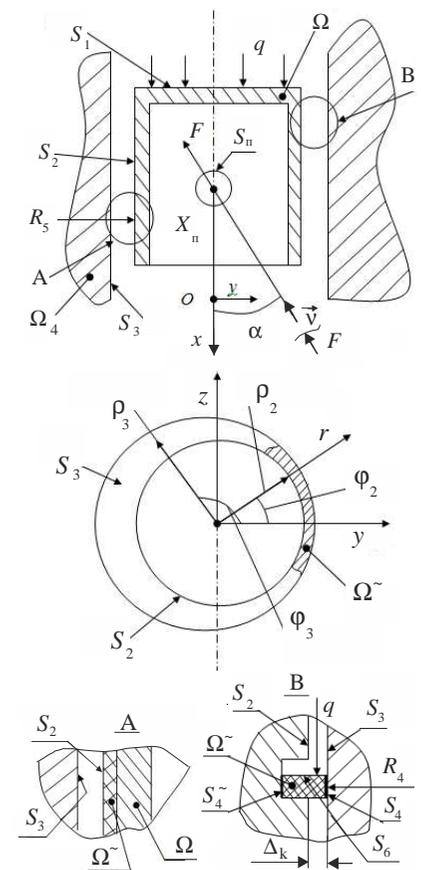


Рис. 1. К формированию расчетной схемы

жет быть задано при помощи параметра φ – угла поворота коленчатого вала двигателя. Тогда и положение оси пальца x_n , и угол действия усилия от кривошипа α , и величина давления в камере сгорания q являются функциями этого параметра:

$$x_n = x_n(\varphi), \alpha = \alpha(\varphi), \quad q = q(\varphi), \varphi = \varphi(\tau). \quad (1)$$

Таким образом, зная зависимости (1) из технических характеристик ДВС, можно отвлечься от других его конструктивных параметров, особенностей процесса сгорания, тактности и пр., приняв их в качестве исходных данных и сосредоточиться непосредственно на задаче определения НДС поршня с учетом контактного взаимодействия.

Доминирующим движением поршня является продольное перемещение. В связи с этим интегральные уравнения равновесия можно рассматривать в укороченном составе (см. рис. 1):

$$M \ddot{x} = Q - F \cos \alpha; \quad (2) \quad -R_4 + R_5 = F \sin \alpha; \quad (3) \quad R_4 X_4 - R_5 X_5 = 0. \quad (4)$$

Здесь Q – равнодействующая давления p на поверхности S_1 и части избыточной поверхности кольца Ω^* , выступающей за контуры проекции S_1 (т.е. S_6 , см. рис. 1); R_4 – реакция со стороны опорной поверхности цилиндра S_4 , передающаяся через кольцо Ω^* на поверхность S_4^* поршня (а положение задается координатой X_4); R_5 – равнодействующая сил контактного взаимодействия тронка поршня с поверхностью цилиндра (ее положение определяется координатой X_5); M – масса поршня (трением на данном этапе пренебрегаем).

Если принять известными величинами q , α , M , X_n (и с большой точностью – X_4), то система (2)-(4) остается статически неопределимой, поскольку неизвестными являются F , R_4 , R_5 , X_5 (по большому счету – и X_4).

В связи с этим и условия контактного взаимодействия, и НДС исследуемого поршня следует рассматривать в совокупности всей системы уравнений теории упругости. Таким образом, необходимо предложить подход и математическую модель, в которых искомыми и определяемыми являются и компоненты напряженно-деформированного состояния, и величины, а также распределения контактных давлений.

Формирование модели контактного взаимодействия. Обратившись к системе уравнений теории упругости, полную систему разрешающих соотношений, действующих в области Ω , можно записать в виде [11]:

$$\sigma_{ij,j} + \gamma X_n = 0; \quad (5) \quad \varepsilon_{ij} = (u_{i,j} + u_{j,i})/2; \quad (6) \quad \sigma_{ij} = C_{ijkl} \cdot \varepsilon_{kl}. \quad (7)$$

Здесь σ_{ij} , ε_{kl} – компоненты тензоров напряжений и деформаций ($i, j, k, l = 1, 2, 3$); C_{ijkl} – коэффициенты обобщенного закона Гука ($i, j, k, l = 1, 2, 3$); u_i – компоненты вектора перемещений ($i = 1, 2, 3$); γ – плотность материала поршня.

Данные уравнения дополняются граничными условиями на поверхности S_2 :

$$\sigma_{11}|_{S_1} = -q; \quad (8) \quad u_r|_{S_4^*} + u_r|_{S_4} \geq \Delta k + p_3 - p_2; \quad (9)$$

$$u_r|_{S_2} + u_r|_{S_4} \geq \delta, \quad (10) \quad u_v|_{S_n} = 0. \quad (11)$$

Здесь δ – зазор в сопряжении бочкообразного поршня с цилиндрической поверхностью S_3 с учетом соответствующей перекладки и опирания на кольцо Ω_k .

Таким образом, получаем соотношения, содержащие описание модифицированного профиля (через δ), условия типа неравенств (9), (10) для моделирования контактных условий. Моделирование же свойств поверхностного преобразованного слоя можно производить путем соответствующей модификации коэффициентов обобщенного закона Гука в области Ω^* , которую занимает данный слой:

$$C_{ijkl}|_{\Omega^*} = \tilde{C}_{ijkl}. \quad (12)$$

Для определения последних можно поставить частную задачу (рис. 2). Здесь слой преобразованной поверхности [10], характеризуемый номинальной толщиной Δ^* и микропрофилем m^* , опирающийся на массив основного материала поршня Ω (см. рис. 2), нагружается пробным давлением p .

В результате можно экспериментально определить связь между деформациями в нормальном направлении и соответствующими напряжениями. Для численного определения этих свойств можно исследовать контактное взаимодействие фрагмента основного материала с преобразованным слоем Ω^* с жестким ограничением Ш (рис. 3). При решении данной задачи определяются все свойства данного слоя. Таким образом, имеем в своем распоряжении систему уравнений и неравенств (5)-(12), искомыми в которой являются компоненты НДС (u , ε , σ), а также области реализации контактных условий и распределения контактных давлений q_4 , q_5 (соответственно формируют реакции R_4 , R_5).

Сведение задачи к вариационной. Для решения получаемой задачи естественным образом подходит теория вариационных неравенств [4]. Следовательно, исходную задачу (5)-(12) можно свести к некоторому вариационному неравенству:

$$a(u, v-u) \geq L(v-u), \quad (13)$$

где a и L – билинейная и линейная формы, соответствующие функционалам внутренней энергии упругого деформирования всей системы контактирующей

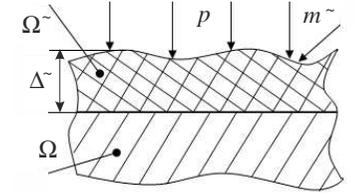


Рис. 2. К формированию физико-механических свойств преобразованного слоя

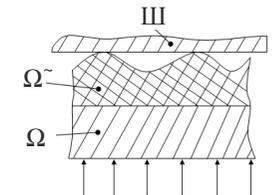


Рис. 3. К формированию физико-механических свойств преобразованного слоя при контактном взаимодействии

ших тел, а L – работа внешних сил, определенные на истинных и пробных полях перемещений u и v соответственно [12].

В конечном итоге задача (13) сводится к проблеме минимизации функционала полной энергии исследуемой системы на множестве K перемещений, удовлетворяющих ограничениям типа равенств и неравенств (9)-(11):

$$J = 1/2a(u, u) - L(u) \rightarrow \min, u \in K. \quad (14)$$

Таким образом, исходная задача сводится к минимизации квадратичного функционала на выпуклом множестве функций.

Дискретизация задачи. Для дискретизации получаемой задачи (14) наиболее целесообразно применение метода конечных элементов [12]. В зависимости от выбранного способа дискретизации и удовлетворения контактными ограничениями можно применить подход с использованием множителей Лагранжа, метод штрафа или их комбинацию [5]. Напрямую произведя дискретизацию (14), получим:

$$J^c = \frac{1}{2}(u, Cu) - (f, u) \rightarrow \min, \quad (15)$$

где C – матрица жесткости, а f – вектор узловых нагрузок.

Решив (15) одним из упомянутых методов, получаем и поля перемещений, деформаций, напряжений во всех исследуемых телах, и контактные давления между ними.

Тестовый пример. В наиболее простых модельных задачах проведем исследование влияния отдельных факторов на решение упрощенных задач. Для проведения тестовых расчетов были построены три расчетные модели: 1-я модель состояла из цилиндров, которые описывали поршень и гильзу, 2-

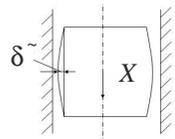


Рис. 4 Схема модификации боковой поверхности поршня

3-я модель представляла собой первую модель с модификацией боковой поверхности поршня, 3-я модель представляла собой 2-ю модель с добавленным слоем, образованным после ГПО.

Влияние модификации боковой поверхности. В этом случае (рис. 4) рассматривается продольная модификация боковой поверхности поршня: $\delta \sim = \delta \sim (X)$ ($\delta \sim$ задана как полуволна синусоиды с высотой $\delta \sim_{\max} = 10$ мкм).

Влияние слоя, образованного после ГПО. В качестве моделирующего слоя введен материал толщиной $\Delta \sim = 15$ мкм, модуль упругости которого $E \sim = 0,5 \cdot E$, где E – модуль упругости основного материала поршня. На рис. 5 изображены схемы исследуемых моделей с геометрическими размерами.

Для всех расчетных схем нагружение и закрепление модели осуществлялось одинаковым. На рис. 6 представлена часть геометрии с нагрузками и закреплениями, т.е. в качестве закрепления осуществлялось закрепление внешнего периметра гильзы, а также накладывалось ограничение на верхнюю торцевую

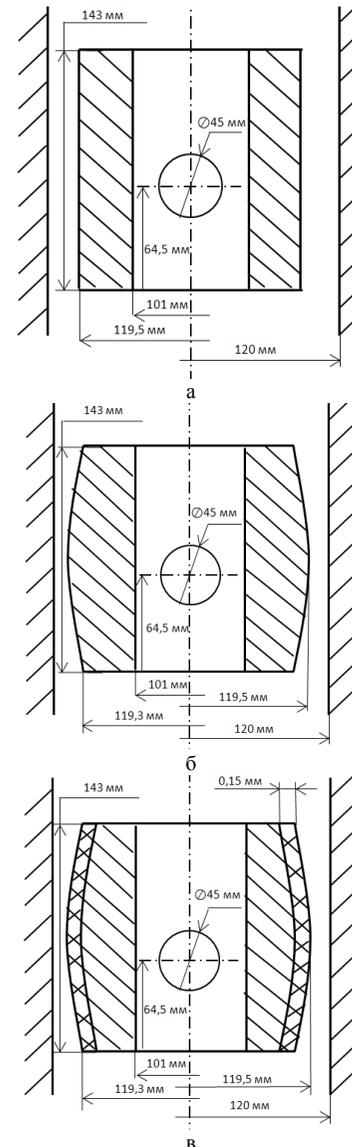


Рис. 5. Схемы с геометрическими размерами поршней и гильз ДВС для тестовой задачи: а – прямой цилиндр, б – модифицированный поршень, в – модифицированный поршень с выделенным слоем после ГПО

плоскость поршня по перемещениям (нулевое, вдоль оси самого поршня). Нагрузка задавалась в виде перемещений, прикладываемых на внутреннюю поверхность отверстий для поршневого пальца. На рис. 6 приведены полученные профили пятен контакта. Сравнительные распределения контактных давлений поршня и гильзы для каждой расчетной схемы приведены на рис. 7.

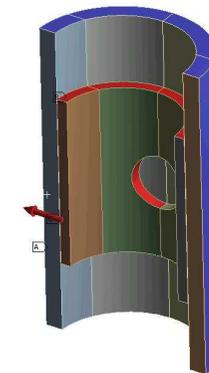


Рис. 6 Схема нагружения и закреплений исследуемых моделей

A Fixed Support
B Displacement
C Displacement 2

В табл. 1 приведены силы реакций, возникающих в гильзе. Анализ представленных результатов свидетельствует о значительных качественных изменениях получаемых картин распределения контактных зон и давлений при учете факторов модификации его боковой поверхности и введения слоя материала, полученного в результате ГПО. Количественные оценки можно делать уже на основании решения задач с параметрами, близкими к реальным, но уже можно сказать, основываясь на результатах, что контактные давления в модели со слоем (образованном после ГПО) в 1.5 раза меньше, но при

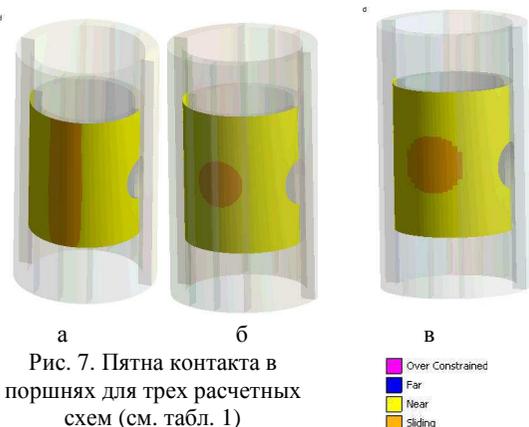


Рис. 7. Пятна контакта в поршнях для трех расчетных схем (см. табл. 1)

Таблица 1

Силы реакций

Расчетные схемы	а	б	в
Силы реакций, kN	12	10	9.3

Заключение. В статье представлена общая постановка и математическая модель НДС с учетом контактного взаимодействия поршня с модифицированной формой боковой поверхности и наличием слоя материала, полученного в результате ГПО. Задача сведена к использованию подходов теории вариационных неравенств

и проблеме минимизации квадратичного функционала на выпуклом множестве. В качестве метода дискретизации определен метод конечных элементов. Получены решения тестовых задач.

В качестве основного вывода можно заключить, что предложенный в статье подход отличается от традиционных тем, что области контакта поршня с поверхностью цилиндра ДВС не постулируются, а определяются в ходе решения задачи. Кроме того, модификация боковой поверхности поршня заведена в уравнение контактного сопряжения, там же неявно присутствуют и свойства слоя материала, полученного в результате ГПО, для определения которых в статье предложено решать дополнительную тестовую задачу. Неспоримым является установление того факта, что и модификация боковой поверхности поршня, и гальвано-плазменная обработка оказывают на характер контактного взаимодействия поршня со стенками цилиндра влияние, радикально изменяющее распределение контактных зон и давлений.

В ходе дальнейших исследований планируется распространить предложенный подход и модели на решение задач для реальных конструкций поршней ДВС.

Список литературы: 1. Белогуб А.В. Научно-технические основы интегрированного проектирования и производства тонкостенных поршней ДВС / Диссертация на соискание ученой степени доктора техни-

ческим наук. – 05.05.03. / Харьков. – 2011. – 492 с.
 2. Белогуб А.В. Поддержка жизненного цикла тонкостенных поршней ДВС на основе технологии интегрированно проектирования и производства / А. В. Белогуб // Восточноевропейский журнал передовых технологий. – 2010. – №3. – С. 27-40.
 3. Шеховцов А.Ф. Современные дизели: повышение топливной экономичности и длительной прочности. / Ф.И. Абрамчук, А.П. Марченко, Н.Ф. Разлейцев, Е.И. Третьяк и др. / Под ред. А.Ф. Шеховцева. – К.: Техника, 1992. – 272 с.
 4. Шеховцов А.Ф. Процессы в перспективных дизелях / А.Ф. Шеховцов, Ф.И. Абрамчук, В.И. Марченко, А.П. Марченко и др. / Под ред. А.Ф. Шеховцева. – Харьков: Изд-во «Основа» при Харьк.ун-те, 1992. – 352 с.
 5. Пильов В.О. Автоматизоване проектування поршнів швидкохідних дизелів із заданим рівнем тривалої міцності / В.О. Пильов. – Харків: Видавничий центр НТУ «ХП», 2001. – 332 с.
 6. Конструювання двигателів внутрішнього згорання / Н.Д. Чайнов, Н.А. Івашенко, А.Н. Краснокутський, Л.Л. Мягков; Под. общ. ред. Н.Д. Чайнова. – М.: Машиностроение. – 2008. – 496 с.
 7. Акімов О.В. Наукові основи конструкторсько-технологічного проектування литих деталей ДВЗ. Автореф. дис. ...доктора техн. наук: 05.05.03 / НТУ «ХП». – Харків, 2009. – 39 с.
 8. Елементи системи автоматизованого проектування ДВС: Алгоритми прикладних програм / Р.М. Петриченко, С.А. Батурина, Ю.Н. Ісаков и др. / Под общ. ред. Р.М. Петриченко. – Л.: Машиностроение. Ленинг. отд-ние, 1990. – 328 с.
 9. Двигатели внутреннего сгорания: Конструирование и расчет на прочность поршневых и комбинированных двигателей / Д.Н. Вырубов, С.И. Ефимов, Н.А. Ивашенко и др. Под ред. А.С. Орлин, М.Г. Круглова. – М.: Машиностроение, 1984. – 384 с.
 10. Шпаковський В.В. Науково-технічні основи поліпшення показників ДВЗ застосуванням поршнів з корундовим шаром / дис. доктора техн. наук. – 05.05.03. – Харків, 2010. – 425 с.
 11. Васидзу К. Вариационные методы в теории упругости и пластичности / Пер. с англ. – М.: Мир, 1987. – 542 с.
 12. Колтунов М.А. Прикладная механика деформируемого твердого тела: Учеб. пособие для студентов вузов / Колтунов М.А., Кравчук А.С., Майборода В.П. – М.: Высш. школа, 1983. – 349 с.

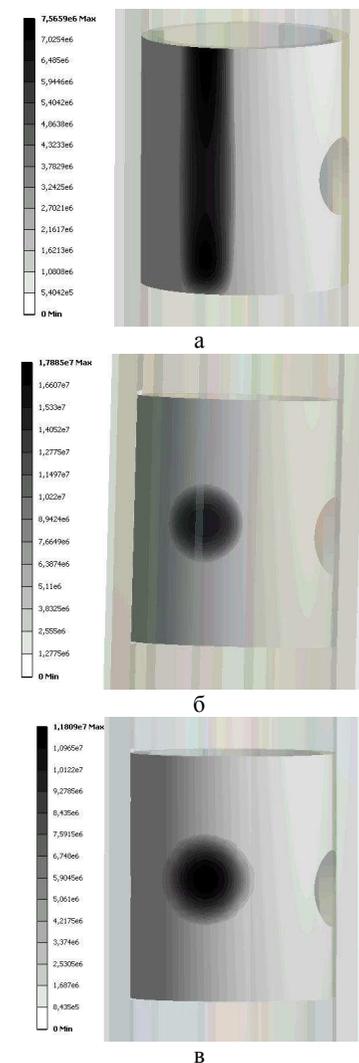


Рис. 8. Контактные напряжения для трех расчетных схем (см. рис. 5 и табл. 1)

Поступила в редколлегию 21.02.12