

Ю. І. Кравченка. – 2004. – № 3(6). – с. 145–149. 2. Король С. А. Основные принципы организации регулируемого неравномерного вращения кулачкового вала топливного насоса дизеля / С. А. Король, А. Л. Григорьев // Вестник Харьковского государственного политехнического университета. – 1998. – № 23. – С. 13–22. 3. Пат. 36170А Україна, МКИ F 02 M 39/00. Пристрій для управління кутовою швидкістю обертання вала приводу плунжера паливного насоса / Григор'єв О. Л., Король С. О., Єлістратов В. О. ; заявник і власник патенту Кременч. держ. ун-т. – № 99116136; заявл. 10.11.1999 ; опубл. 16.04.2001, Бюл. № 3. 4. Пат. 64250А Україна, МКИ F 02 M 39/00. Пристрій для управління кутовою швидкістю обертання вала приводу плунжера паливного насоса / Григор'єв О. Л., Король С. О., Єлістратов В. О. Заявник і власник патенту Кременч. держ. ун-т. – № 2003043470;

заявл. 17.04.2003 ; опубл. 16.02.2004, Бюл. № 2. 5. Пат. 22446А Україна, МКИ F 02 M 63/06. Пристрій для упорядкування палива в дизель і газодизель / Розенбліт Г. Б., Григор'єв О. Л., Куриц О. А., Врублевський О. М. ; Заявник і власник патенту Харківськ. нац. техн. ун-т. – № 95114859 ; заявл. 14.11.95 ; опубл. 03.03.98, – Бюл. № 3. 6. Пат. 43843 Україна, МКИ F 02 M 39/00. Нагнітальний клапан / Єлістратов В. О., Григор'єв О. Л., Король С. О. Заявник і власник патенту Кременч. держ. ун-т. – № А200610172; заявл. 25.09.2006 ; опубл. 10.09.2009, Бюл. № 17. 7. Врублевський А. Н. Повышение топливной экономичности дизелей тепловозов на режимах холодного хода путём интенсификации процесса впрыскивания топлива : автореф. дис. на соискание учен. степени канд. техн. наук : спец. 05.04.02 «Тепловые двигатели» / А. Н. Врублевский. – Х., 1999.

УДК 621.436.1:621.45.01

В.Т. Турчин, інж., В.О. Пильов, д-р техн. наук, О.В. Білогуб, к.т.н., І.М. Карягін, інж., В.Т. Коваленко, канд. техн наук, С.В. Обозний, інж., В.В. Матвєєнко, асп.

ОЦІНКА ВПЛИВУ КОМПЛЕКСУ КОНСТРУКТИВНИХ ТА РЕГУЛЮВАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ ДИЗЕЛЯ ЧН12/14 НА ТЕПЛОНАПРУЖЕНІСТЬ І РЕСУРСНУ МІЦНІСТЬ ПОРШНЯ

Характерною ознакою сучасного двигунобудування є створення перспективних конструкцій автотракторних дизелів, що забезпечують досягнення комплексу прогресивних показників по економічності, екологічності, відношенню міцності до маси, надійності, ресурсу та інших критеріїв якості при подальшому підвищенні потужності. За даними [1] очікуваний рівень їх форсування на 2015 р. перевищуватиме 35 кВт/л. При цьому для двигунів вантажних автомобілів та тракторів показники надійності, за сучасними вимогами, є не менш важливими, ніж економічності та екологічності.

Підвищення рівня форсування вкрай негативно впливає на теплонапруженість та ресурс деталей камери згорання (КЗ). Це суттєво загострює задачу забезпечення ресурсної міцності (РМ) цих деталей, зокрема поршнів, на початкових стадіях їх проектування.

На практиці прогнозування РМ поршня здійснюється шляхом розрахунку величини накопичених пошкоджень за призначений ресурс. На наш погляд найбільш ефективним засобом прогнозування РМ поршня є використання підходу на основі рівняння Поспішила та енергетичного критерію Сосніна, відповідно до якого величина накопичених пошкоджень залежить від сумісної дії процесів утоми d_f та повзучості d_s [2,3]

$$d_{fs}^{порп} = d_f + d_s = \sum_j \sum_k \frac{1}{N_{jk}} + \frac{1}{U^*} \sum_j \sum_k U_k,$$

де N_{jk} – кількість циклів до руйнування матеріалу за умов k -го циклу навантаження; U^* – критична величина питомої енергії розсіювання за умов циклічної повзучості; U_k – питома енергія розсіювання при повзучості за умов k -го циклу навантаження; j – кількість представницьких перехідних процесів теоретичної нестационарної моделі експлуатації двигуна; k – кількість однакових циклів навантаження, що утворюють j -тий перехідний процес.

У цілому на величину $d_{fs}^{порп}$ матеріалу поршня впливає його теплонапруженість та модель експлуатації двигуна. Головним фактором, що визначає теплонапруженість, є температурний стан (ТС) в зоні кромки КЗ.

ТС поршня залежить від особливостей конструкції та властивостей матеріалу, умов теплообміну між робочим тілом та вогневою поверхнею днища поршня, інтенсивністю тепловідводу в гільзу циліндрів та охолоджуюче масло [2,4-6]. На сьогодні визначено вплив на теплонапруженість та РМ умов теплообміну між робочим тілом та вогневою поверхнею днища поршня [2,5] та умов тепловід-

воду від поршня в гільзу циліндрів [6]. Стосовно теплообміну між поршнем та охолоджуючим маслом встановлено вплив різних способів масляного охолодження поршня на його теплонапруженість та РМ [2], але не визначено вплив на останню температуру масла в діапазоні експлуатаційних навантажень двигунів.

Для забезпечення оптимальних показників якості конструкції автотракторних дизелів по екологічності, економічності та надійності встановлюють певний кут випередження впорскування палива Θ . Наприклад, для двигуна 4ЧН12/14 з номінальною потужністю $N_e^{ном} = 100$ кВт, за умов забезпечення надійності, прийнято $\Theta = 18$ гр.п.к.в. до ВМТ, для забезпечення показників екологічності – $\Theta = 15$ гр.п.к.в. При $N_e^{ном} = 70$ кВт прийнято $\Theta = 23,5$ гр.п.к.в., що являється оптимальним з точки зору економічності. При цьому до сьогодні не досліджувався вплив кута випередження впорскування палива на теплонапруженість та РМ поршня.

У зв'язку з означеним, метою роботи є експериментально-розрахункове дослідження комплексного впливу на теплонапруженість та РМ поршня проміжного охолодження повітря, наявності водомасляного теплообмінника та кута випередження впорскування палива.

Для досягнення поставленої мети в роботі визначено такі задачі:

1. Аналіз впливу конструктивних та регулювальних параметрів двигуна на його ТС.
2. Прогнозування РМ поршня при врахуванні комплексу впливових факторів на його теплонапруженість.

Об'єктом дослідження виступав автотракторний дизель типу 4ЧН12/14. Для визначення ТС поршня, його було оснащено термопарами. Матеріал поршня – сплав АЛ25.

При вирішенні першої задачі визначався рівень температур масла, води та температури відпрацьованих газів при наявності водомасляного теплообмінника або масляного радіатора, наявності проміжного охолодження повітря та зміні кута $\Theta = 15 \div 23,5$ гр.п.к.в. до ВМТ. Результати дослідження подано на рис.1,2

За отриманими результатами (рис.1) встановлено, що при зміні Θ з 18 до 15 гр.п.к.в. до ВМТ для дослідного двигуна з проміжним охолодженням повітря та водомасляним теплообмінником при $N_e^{ном} = 100$ кВт температура відпрацьованих

газів збільшується на 36 °С, а для двигуна без проміжного охолодження повітря та з масляним радіатором при $N_e^{ном} = 70$ кВт – на 27 °С. Це свідчить про необхідність дослідження ТС поршня при різних значеннях Θ .

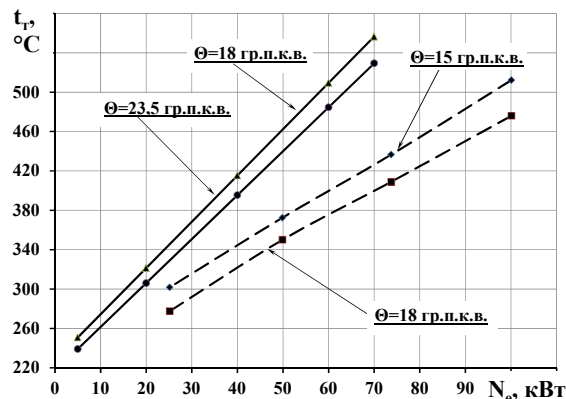


Рис. 1. Дослідження впливу Θ на температуру відпрацьованих газів
 ————— дизель 4ЧН12/14, $N_e^{ном} = 70$ кВт, без проміжного охолодження повітря, масляний радіатор;
 - - - - - дизель 4ЧН12/14, $N_e^{ном} = 100$ кВт, проміжне охолодження повітря, водо-масляний теплообмінник

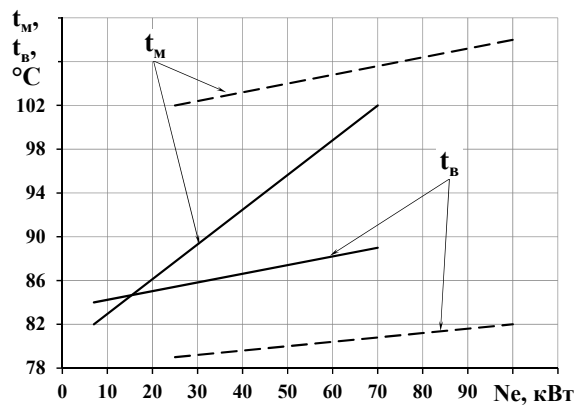


Рис. 2. Результати експериментального дослідження впливу конструктивних параметрів на температуру масла t_m та води t_v при $\Theta = 18$ гр.п.к.в. до ВМТ
 ————— дизель 4ЧН12/14, $N_e^{ном} = 70$ кВт, без проміжного охолодження повітря, масляний радіатор;
 - - - - - дизель 4ЧН12/14, $N_e^{ном} = 100$ кВт, проміжне охолодження повітря, водо-масляний теплообмінник

З рис. 2 видно, що температура масла для розглянутих варіантів конструкцій на режимах максимального навантаження майже не відрізняється при $N_e = 70$ кВт різниця складає 3 °С, водночас для ре-

жиму мінімального навантаження ця різниця перевищує $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Дослідження ТС поршня дизеля 4ЧН12/14 при $N_e^{\text{ном}}=70\text{ кВт}$ проводилось для варіанту без проміжного охолодження повітря та при наявності масляного радіатора для двох значень кута Θ – 18 і 23,5 гр.п.к.в. Результати експерименту наведено на рис.3,а.

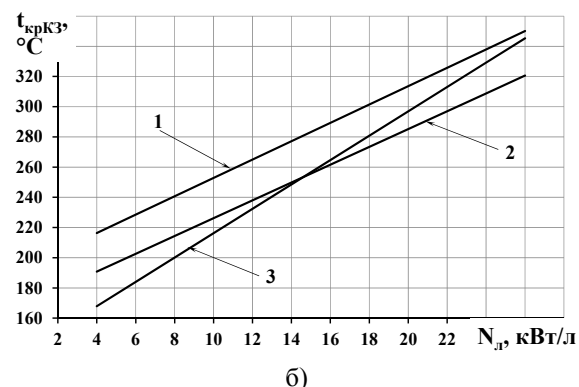
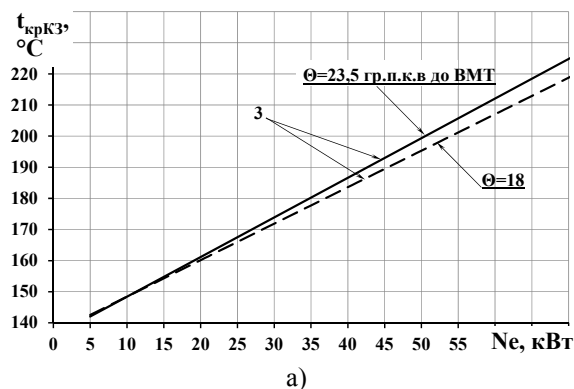


Рис.3. Температурний стан кромки КЗ поршня а) в залежності від Θ ; б) в залежності від типу та наявності охолодження;

1 – без проміжного охолодження повітря, без охолодження поршня маслом; 2 – проміжне охолодження повітря, струминне охолодження поршня маслом, водомалсяний теплообмінник; 3 – без проміжного охолодження повітря, струминне охолодження поршня маслом, масляний радіатор

Видно, що зміна Θ практично не впливає на ТС кромки камери згоряння поршня, різниця для режиму $N_e^{\text{ном}}=70\text{ кВт}$ складає $6\text{ }^{\circ}\text{C}$.

На рис. 3,б наведено порівняльний аналіз впливу конструктивних факторів на ТС кромки КЗ поршня. Видно, що температури в зоні кромки КЗ суттєво відрізняються, як на режимах малих навантажень, так і на режимах номінальної потужності. Тут залежності 1 та 2 відповідають експериментальним даним, отриманим в [2]. Залежність 3 отри-

мана шляхом інтерполяції експериментальних даних рис.3,а.

За даними рис.3,а,б виконано розрахунок величини накопичених пошкоджень в матеріалі поршня дослідного дизеля за методикою [3] для варіанту трактора 3-ї категорії та при наявності проміжного охолодження повітря та без нього, для конструкції з масляним охолодженням поршня та без. Результати розрахунків наведено на рис.4.

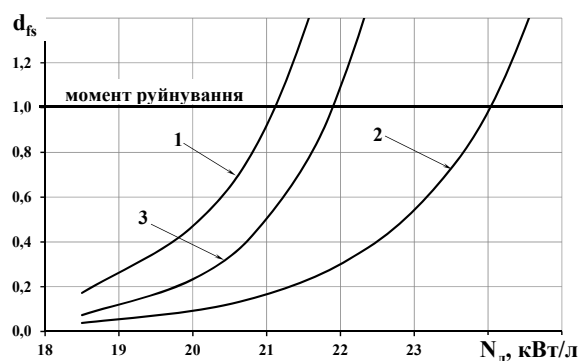


Рис. 4. Результати розрахунків величини накопичених пошкоджень в матеріалі поршня (позначення відповідають рис.3)

Видно, що для конструкції без проміжного охолодження повітря та без масляного охолодження поршня розрахунковий момент руйнування досягається при форсуванні тракторного дизеля до $N_{дл} = 21,2\text{ кВт/л}$. При цьому для конструкції з масляним охолодженням поршня маємо $d_{fs}^{\text{розр}} = 0,55$. Для конструкції з проміжним охолодженням повітря та масляним охолодженням поршня – $d_{fs}^{\text{розр}} = 0,2$. Це дозволяє зробити висновок про необхідність врахування множини конструктивних факторів при прогнозуванні РМ поршнів форсованих автотракторних дизелів на стадії їх проектування.

При цьому встановлено, що незважаючи на підвищення температури відпрацьованих газів при зменшенні кута випередження впорскування палива температура поршня не змінюється.

Подальший напрямок робіт передбачає аналіз впливу особливостей робочого процесу на ТС та РМ поршнів.

Список літератури:

1. Франц К. Мозер. Дизель в 2015 г. Требования и направления развития технологий дизелей для легковых и грузовых автомобилей //Журнал автомобильных инженеров. – 2008. – №4(51). – С. 7-16; 2. Пильов В.О. Автоматизоване проектування поршнів швидкохідних дизелів із заданим рівнем тривалої міцності: Монографія. – Харків:

Видавничий центр НТУ «ХПІ», 2001. – 332с.; 3. Турчин В.Т. Удосконалення методики визначення ресурсної міцності поршинів тракторних дизелів / В.Т. Турчин, В.О. Пильов, А.П. Кузьменко // Двигатели внутреннего сгорания. – 2007. – № 2. – С. 30 – 35.; 4. Процессы в перспективных дизелях / [Шеховцов А.Ф., Ф.И. Абрамчук, Крутов В.И. и др.]; под ред. А.Ф. Шеховцова. – Х.: Изд-во «Основа», 1992.– 352 с. 5. Лоцаков В.А. Результаты расчетно-экспериментальных исследований влияния

оребрения охлаждаемой поверхности гильзы цилиндров на температурное состояние гильз и поршней дизелей ЯМЗ /П.А. Лоцаков // Двигателестроение. – 2000. – №1. – С. 57-58; 6. Марченко А.П. Дослідження впливу матеріалу гільзи швидкохідного дизеля на її температурний стан / А.П. Марченко, М.А. Прокопенко, В.О. Пильов, В.В. Шпаковский, І.Г. Пожидаєв // Двигатели внутреннего сгорания. – 2009. – № 2. – С. 51 – 53; 7.

УДК 620.179.15: 535.23 + 539.319

**А.Г. Кесарийский, канд. техн. наук, Ю.А. Постол, канд. техн. наук,
В.В. Сатокин, инж.**

ИССЛЕДОВАНИЕ ДЕФОРМИРОВАНИЯ РЕЗЬБОВОГО СОЕДИНЕНИЯ ГОЛОВКИ И БЛОКА ЦИЛИНДРОВ ПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ

Введение

Экономичное использование энергоресурсов и повышение экологичности тепловых машин представляет важную задачу современного двигателестроения, что неизбежно связано с проблемой совершенствования механических элементов двигателя. Особенно важной эта проблема является для узлов, соединяющих отдельные детали в единую конструкцию. Традиционно одним из наиболее сложных соединений тепловых поршневых двигателей является узел крепления блока и головки цилиндров. Сложность геометрической формы, наличие большого числа крепежных элементов, разнородные материалы уплотняющей прокладки и сопрягаемых деталей, а также комплексное воздействие механических и тепловых нагрузок, приводит к необходимости тщательной конструктивной проработки этих узлов. Особую актуальность эта проблема представляет при разработке двигателей Стирлинга, где рабочее давление в несколько раз превышает пиковое давление в традиционных ДВС.

Традиционно при разработке узла сопряжения блока и головки цилиндров используют стандартные методики назначения усилий затяжки, исходя из условия нераскрытия стыка, успешно применяемого для большинства фланцевых групповых резьбовых соединений (ГРС), например, химической аппаратуры. В то же время известно, что ГРС применяемые в двигателестроении имеют ряд существенных функциональных отличий от соединений, используемых в других отраслях техники. Как показано в работе [1], затяжка крепежа вносит существенные искажения в первоначально заданную форму прецизионных поверхностей зеркала цилин-

дра, что приводит к росту кинематических потерь, снижению ресурса и экономичности двигателя. Экспериментально установлено и то, что существующие технологические приемы сборки не обеспечивают оптимального характера соединения блока и головки цилиндров [2,3]. При явных различиях локальной жесткости головки и блока цилиндров в различных зонах расположения крепежных элементов, моменты затяжки устанавливаются равными. Очевидно, что назначение уровня затяжки всех крепежных элементов по уровню максимального необходимого усилия в одной зоне приводит к необоснованному росту массогабаритных характеристик двигателя и неоправданному повышению материалоемкости деталей. Решение этой проблемы может быть достигнуто путем применения высокотехнологичных методов расчетно-экспериментального исследования, например, голографической интерферометрии в сочетании с конечно-элементным математическим моделированием, как показано в работах [4,5]. Однако существует и другая важная проблема обеспечения надежности работы ГРС двигателя, которая существенно влияет на конструктивное совершенство всего изделия. Проблема эта состоит в рациональном выборе размещения на блоке цилиндров резьбовых отверстий для крепления головки двигателя.

Экспериментальная часть

Экспериментальные исследования деформирования блока цилиндров ДВС при затяжке крепежа головки цилиндров позволили установить, что помимо существенного влияния усилий затяжки на деформацию зеркала цилиндра, происходит и значительное изменение пространственного положения оси резьбового крепежа. На рис.1 показаны