

621.436: 551.321.8

О.В. Білогуб, канд. техн. наук, В.Т. Турчин, інж., В.О. Пильов, д-р техн. наук, М.В. Прокопенко, канд. техн. наук, С.М. Бакланов, студ., С.В. Силенок, студ.

РОЗРОБКА ЕКОНОМІЧНОЇ МОДЕЛІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ В СИСТЕМІ ПРОГНОЗУВАННЯ РЕСУРСНОЇ МІЦНОСТІ ДЕТАЛЕЙ КАМЕРИ ЗГОРЯННЯ

Однією з проблем, з якою стикаються при створенні перспективних конструкцій високофорсованих дизелів машин різного технологічного призначення, є забезпечення гарантованого ресурсу сукупності теплонапружених деталей. При цьому з метою прогнозування ресурсної міцності в якості необхідної теоретичної дослідницької бази приймають моделі експлуатації, що складаються з масиву полігонів навантажень двигуна [1-5]. Процедура призначення експлуатаційних полігонів здійснюється на основі врахування всіх представницьких видів робіт або операцій, що виконуються машиною, в ідеалі – на основі її річної зайнятості. При побудові моделей експлуатації виникає ряд труднощів [1,5]:

- наявність широкої номенклатури операцій, що виконуються при проведенні різного роду робіт відповідно до призначення машини;
- неоднозначний характер зміни параметрів двигуна при виконанні незмінного виду робіт;
- недостатній рівень знань динаміки процесів у системі двигун – машина – джерело навантаження.

Різними розробниками для двигунів однакового призначення отримані суттєво відмінні моделі експлуатації. Наприклад, розроблена в ІПМаш деталізована модель експлуатації налічує 19 представницьких полігонів (табл. 1), а розроблена в ГСКБД економічна модель має 9 представницьких полігонів (табл. 2). Тут в табл. 1,2 \bar{N}_{ei} – відносна навантаження двигуна на i -му представницькому полігоні; $\bar{N}_{ei} = N_{ei} / N_e$; N_e – номінальна ефективна потужність двигуна; \bar{P}_i – відносна наробка на цьому полігоні; $\bar{P}_i = P_i / P$, P – ресурс двигуна, $\sum \bar{P}_i = 1$. Модель ІПМаш призначена для прогнозування ресурсу, а модель ГСКБД – для оцінки середньоексплуатаційної витрати палива. Саме останнім і можна пояснити їх суттєву відмінність.

Таблиця 1. Базова модель експлуатації тракторних дизелів сільськогосподарського призначення

Номер полігону, i	\bar{N}_{ei}	\bar{P}_i		
		Категорія 2	Категорія 3	Категорія 4
0	0	0,245	0,154	0,117
1	0,0825	0,021	0,02	0,017
2	0,0975	0,043	0,054	0,046
3	0,1075	0,067	0,096	0,087
4	0,2475	0,019	0,027	0,022
5	0,2925	0,028	0,046	0,042
6	0,315	0,069	0,06	0,057
7	0,4125	0,018	0,032	0,028
8	0,475	0,027	0,035	0,033
9	0,5125	0,103	0,085	0,098
10	0,5775	0,021	0,026	0,023
11	0,665	0,033	0,034	0,036
12	0,7175	0,103	0,09	0,105
13	0,7425	0,012	0,024	0,018
14	0,855	0,031	0,036	0,022
15	0,9	0,102	0,099	0,123
16	0,9075	0,008	0,012	0,007
17	0,9488	0,006	0,006	0,018
18	1,045	0,015	0,033	0,052

Поршень являється однією з найбільш теплонапружених деталей двигуна. Прогнозування його ресурсу на початкових стадіях проектування являється обов'язковою умовою успішного створення сучасних конструкцій ДВЗ. В [7] нами було виконано порівняльний аналіз впливу наведених моделей експлуатації на розрахункову величину накопичених пошкоджень кромки камери згоряння (КЗ) поршня та встановлено, що модель ГСКБД при форсуванні дизеля 4ЧН12/14 до 25 кВт/л дає завищений запас міцності на 38% у порівнянні до використання деталізованої моделі ІПМаш. Таким чином, висока економічність базової моделі експлуатації може викликати низьку достовірність прогнозування ресурсної міцності. Одночасно використання деталізованих моделей суттєво знижує економічність вирішуваної задачі, що не-

прийнятно на початкових стадіях проходження проекту. У зв'язку з зазначеним, проблема прогнозування ресурсної міцності супроводжується пошуком шляхів підвищення економічності існуючих деталізованих моделей експлуатації.

Таблиця 2. Базова модель багатопрофільної експлуатації тракторного двигуна сільськогосподарського призначення

Номер полігону, i	\bar{N}_{ei}	\bar{P}_i
0	0	0,035
1	0,23	0,022
2	0,35	0,175
3	0,5	0,158
4	0,65	0,412
5	0,7	0,075
6	0,85	0,07
7	0,9	0,022
8	0,93	0,031

Метою даної роботи є мінімізація кількості полігонів базової деталізованої моделі експлуатації дизеля, призначеної для прогнозування ресурсної

міцності теплонапружених деталей, зокрема поршня.

Визначним фактором, що впливає на ресурсну міцність поршня являється температура в зоні кромки КЗ. У зв'язку з означеним для наведених базових моделей експлуатації нами виконано розрахунки температурного стану поршня дизеля 4ЧН12/14 при його форсуванні до 25 кВт/л. Розглянуто варіанти струминного та галерейного охолодження поршня. Прогнозування температурного стану виконано для всіх представницьких полігонів базових моделей за табл.1 та 2 з використанням методу скінчених елементів (МСЕ). Для цього побудовано твердотільну модель поршня та ідентифіковано ГУ 3-го роду за методикою [4].

На рис.1 наведено приклад розрахунку температурного стану поршня зі струминним охолодженням на режимі, що відповідає полігону 17 табл. 1. В табл. 3 за приклад подано відповідні значення температур t_i в зоні кромки КЗ поршня з галерейним охолодженням (див. колонку 4) для кожного полігону моделі ППМаш (колонки 1-3).

Таблиця 3. Результати розрахунку температур в зоні кромки КЗ поршня та згортка моделі експлуатації тракторного двигуна 3-ї категорії

Базова модель ППМаш				Згорнута модель			
Номер полігону, i	\bar{N}_{ei}	\bar{P}_i	$t_i, ^\circ C$	Номер полігону i^*	Середнє навантаження на полігоні $\bar{N}_{срi}^*$	Сумарна наробка $\bar{P}_{срi}$	Середня температура на полігоні $t_{срi}, ^\circ C$
1	2	3	4	5	6	7	8
0	0	0,154	175,26	0	0	0,154	175,26
1	0,0825	0,02	183,466	1	0,0973	0,170	184,5
2	0,0975	0,054	184,958				
3	0,1075	0,096	185,953				
4	0,2475	0,027	199,879	2	0,2475	0,027	199,879
5	0,2925	0,046	204,355				
6	0,315	0,06	206,593	3	0,3452	0,138	209,1
7	0,4125	0,032	216,292				
8	0,475	0,035	222,509	4	0,5013	0,120	224,4
9	0,5125	0,085	226,239				
10	0,5775	0,026	232,705	5	0,6307	0,060	237,1
11	0,665	0,034	241,408				
12	0,7175	0,09	246,63	6	0,7411	0,114	247,9
13	0,7425	0,024	249,117				
14	0,855	0,036	260,308	7	0,8680	0,036	260,308
15	0,9	0,099	264,784				
16	0,9075	0,012	265,53	8	0,9175	0,111	265,2
17	0,9488	0,006	269,633	9	0,9488	0,006	269,633
18	1,045	0,033	279,207	10	1,045	0,033	279,207

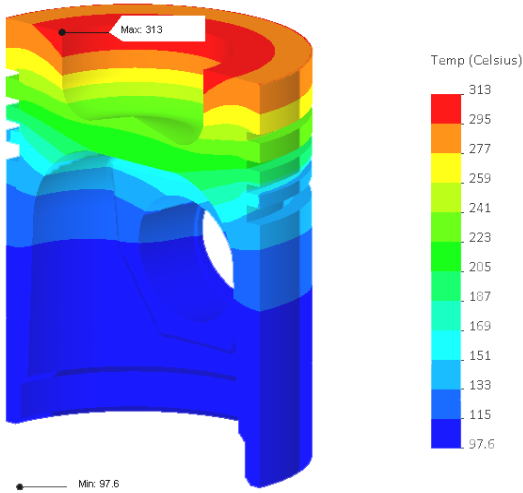


Рис.1. Температурний стан поршня дизеля ЧН12/14

Видно, що для ряду полігонів знайдені температури є достатньо близькими. Тому нами пропону-

ється поєднання окремих полігонів базової деталізованої моделі за температурою. При цьому об'єднуються такі полігони, різниця температур для кромки КЗ яких не перевищує 5%. З таблиці видно, що об'єднано полігони 1-3, 5-7, 8-9, 10-11, 12-13, 15-16. Це дозволило отримати вдвічі меншу кількість полігонів згорнутої моделі експлуатації (колонки 5-7). Для тракторного двигуна 4-ї категорії встановлено, що об'єднанню підлягають ті самі полігони, що й для 3-ї категорії.

Порівняння отриманої згорнутої моделі експлуатації тракторного двигуна 3-ї категорії з моделлю, розробленою у ГСКБД, проведено у табл. 4, те саме для 4-ї категорії – в табл. 5.

Аналогічну процедуру згортки виконано за даними температурного стану поршня зі струминним охолодженням. При цьому отримані згорнуті моделі не відрізняються від згорнутих моделей табл. 4,5.

Таблиця 4. Порівняння базової моделі ГСКБД та отриманої економічної моделі 3-ї категорії

Номер полігону i	Базова модель ГСКБД			Номер полігону i	Згорнута модель		
	\bar{N}_{ei}	\bar{P}_i	$t_i, ^\circ C$		\bar{N}_{ei}	\bar{P}_i	$t_i, ^\circ C$
1	2	3	4	5	6	7	8
0	0	0,035	175,26	0	0	0,154	175,26
-	-	-	-	1	0,0973	0,170	184,79
1	0,23	0,022	197,795	2	0,2475	0,027	199,88
2	0,35	0,175	209,55	3	0,3452	0,138	209,08
3	0,5	0,158	224,25	4	0,5013	0,120	224,37
4	0,65	0,412	238,947	5	0,6307	0,060	237,06
5	0,7	0,075	243,846	6	0,7411	0,114	247,87
6	0,85	0,07	258,543	7	0,8680	0,036	260,31
7	0,9	0,022	263,442	8	0,9175	0,111	265,16
8	0,93	0,031	266,381	9	0,9488	0,033	269,63
				10	1,045	0,006	279,21

Таблиця 5. Порівняння базової моделі ГСКБД та отриманої згорнутої моделі 4-ї категорії

Номер полігону i	Базова модель ГСКБД			Номер полігону i	Згорнута модель		
	\bar{N}_{ei}	\bar{P}_i	$t_i, ^\circ C$		\bar{N}_{ei}	\bar{P}_i	$t_i, ^\circ C$
1	2	3	4	5	6	7	8
0	0	0,035	175,26	0	0	0,154	175,26
-	-	-	-	1	0,0973	0,17	186,4487
1	0,23	0,022	201,71	2	0,2513	0,022	204,156
2	0,35	0,175	215,51	3	0,3452	0,127	214,95467
3	0,5	0,158	232,76	4	0,5013	0,131	232,905
4	0,65	0,412	250,01	5	0,6307	0,059	247,791
5	0,7	0,075	255,76	6	0,7411	0,123	260,4875
6	0,85	0,07	273,01	7	0,868	0,022	275,081
7	0,9	0,022	278,76	8	0,9175	0,13	280,773
8	0,93	0,031	282,21	9	0,95	0,018	286,027
				10	1,045	0,052	297,264

Аналіз даних таблиць 4,5 свідчить, що усі полігони моделі ГСКБД (0,1-8) є близькими до полігонів 0,2-9 нової згорнутої моделі. Режими 1, 10 останньої назвемо додатковими. При цьому слід зазначити, що наявні у згорнутій моделі додаткові полігони відповідають максимальному та мініимальному рівню навантаження двигуна. Це суттєво впливатиме на величину накопичених пошкоджень в зоні кромки КЗ та пояснює завищення запасу ресурсної міцності при використанні моделі ГСКБД. За результатами виконаної роботи можна сформулювати загальний висновок. Створено економічну модель експлуатації тракторного дизеля, призначену для системи прогнозування ресурсної міцності деталей камери згоряння. Встановлено, що в загальному випадку склад полігонів економічних моделей експлуатації двигунів визначається призначенням цих моделей.

Подальший напрямок робіт пов'язано з перевіркою області адекватності запропонованих моделей.

Список літератури:

1. Багиров Д. Д. Двигатели внутреннего сгорания строительных и дорожных машин. / Д. Д. Багиров А. В. Златопольский. – М. : Машиностроение, 1974. – 220 с. 2. Луцицкий Ю. В. Эксплуатационный расход топлива и метод его определения / Ю. В. Луцицкий, А. Г. Косулин // Двигатели внутреннего сгорания. – 1985. – № 41. – С. 96 – 104. 3. Ажипто Н. А. Прогнозирование долговечности подшипников скольжения тракторных двигателей на стадии их проектирования / Н. А. Ажипто, Б. К. Балюк // Двигателестроение. – 1985, №8. – С.17–20. 4. Пильов В. О. Автоматизоване проектування поршнів швидкохідних дизелів із заданим рівнем тривалої міцності/В.О.Пильов. – Харьков: Издательский центр НТУ «ХПИ», 2001. – 332 с. – (Монография). 5. Парсаданов И.В. Повышение качества и конкурентоспособности дизелей на основе комплексного топливно-экологического критерия / И.В. Парсаданов. – Харьков: Издательский центр НТУ «ХПИ», 2003. – 244 с. – (Монография). 6. Пылева Т. К. Разработка теоретических нестационарных моделей нагружения двигателей машин различного назначения / Т. К. Пылева, В. Т. Турчин // Двигатели внутреннего сгорания. – 2007. – №1 – С.125-133. 7. Турчин В. Т. Удосконалення методики визначення ресурсної міцності поршнів тракторних дизелів / В. Т. Турчин, В. О. Пильов, А. П. Кузьменко // Двигатели внутреннего сгорания. – 2007. – №2. – С. 30–35.

УДК 621.436:621.43.016.7

А.Г. Крушодольский, канд. техн. наук., Е.В. Гришина, инж.

КОРРЕКТИРОВКА ТЕПЛОВОЗНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ФОРСИРОВАННОГО ДИЗЕЛЯ МАГИСТРАЛЬНОГО ТЕПЛОВОЗА

Введение и постановка задачи

В «Укрзалізнице» длительное время проводились работы по установке на тепловозе 2ТЭ116 дизеля 1Д80Б (16ЧН26/27) более экономичного, но и более массивного и габаритного, чем дизель прототип 5Д49. Нами предлагается для этого тепловоза дизель 4Д80 (12ЧН26/27) меньший по массогабаритным показателям. При использовании дизеля 4Д80 габарит по длине уменьшается, что позволяет свободно передвигаться в силовом отсеке тепловоза.

Цели и задачи исследования

Цель данного исследования - определение эффективности от применения на тепловозе 2ТЭ116 отечественного дизеля 4Д80 и выбор оптимальной тепловозной характеристики, способствующей повышению экономичности и надежности предлагаемого двигателя в эксплуатации.

Обработка и анализ дальнейшего исследования

Исследования проводились расчетным методом, изложенным в работе [1]. Были проведены расчеты рабочих процессов дизеля 4Д80 на всех позициях контроллера машиниста (КМ) с учетом соответствующей временной загрузкой τ на каждой позиции. Параметры позиций соответствуют дизелю прототипу и приведены в табл.1.

Как видим, данный дизель в эксплуатации в большей степени загружен на 8...11 позициях КМ и на режиме холостого хода.

Расчетное исследование проводилось при штатных значениях фаз газораспределения: угол открытия выпускных клапанов $\varphi_e = 130^\circ$ п.к.в.; угол закрытия выпускных клапанов $\varphi_e = 405^\circ$ п.к.в.; угол открытия впускных клапанов $\varphi_d = 390^\circ$ п.к.в.; угол закрытия впускных клапанов $\varphi_d' = 584^\circ$ п.к.в. Степень сжатия была принята $\varepsilon = 13$; площадь проходного сечения соплового аппарата турбины турбокомпрессора ТК35 $F_{ca} = 100 \text{ см}^2$ (50 см^2 на каждый из двух