

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.

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

Список литературы:

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. Ажитто Н. А. Прогнозирование долговечности подшипников скольжения тракторных двигателей на стадии их проектирования / Н. А. Ажитто, 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.

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

выпускных коллекторов); угол начала впрыска топлива в цилиндре $\varphi_{en} = 713^\circ$ п.к.в.; объемы выпускных коллекторов, соответственно, $V_{T1} = 63$ л и $V_{T2} = 67$ л. Расчетные параметры рабочих процессов дизеля

4Д80 на всех точках исходной тепловозной характеристики, приведенной в табл.1, представлены на рис.1 и 2 штрих - пунктирными кривыми.

Таблица 1. Загрузка дизеля тепловоза 2ТЭ116 в эксплуатации на всех позициях КМ

Номер позиции	N_e , кВт	n , мин ⁻¹	τ , %	Номер позиции	N_e , кВт	n , мин ⁻¹	τ , %
0	33	300	52,0	8	1170	675	4,5
1	180	300	0	9	1320	720	5,0
2	290	390	2,0	10	1450	770	7,5
3	415	450	2,0	11	1660	815	5,5
4	555	490	3,5	12	1815	860	2,7
5	670	530	2,5	13	2000	910	2,0
6	830	580	3,5	14	2125	955	1,5
7	990	630	3,0	15	2250	1000	1,8

Анализируя полученные результаты, можно сделать следующие выводы. Дизель на номинальном режиме имеет высокий уровень форсирования по среднему эффективному давлению ($p_e = 15,63$ бар). При этом давление наддувочного воздуха составляет $p_K = 3,17$ бар, среднее противодавление в выпускном коллекторе – $p_{T\text{cp}} = 2,95$ бар. Продувка цилиндра практически отсутствует ($\nu = 0,0083$) и наблюдается заброс газов в цилиндр ($\gamma = 0,0346$). При этом температура выпускных газов не превышает допустимого значения и составляет $T_T = 801$ К < 823 К. Высокий уровень наддува способствует высокому уровню коэффициента избытка воздуха ($\alpha = 2,357$) и достаточно высокому индикаторному КПД ($\eta_i = 0,476$). Двухходовая турбина из-за наличия геометрической и кинематической парциальностей имеет пониженный КПД ($\eta_T = 0,755$). Также низким на данном режиме работы является и КПД компрессора ($\eta_K = 0,744$). Это вызывает повышенные насосные потери ($p_{nc} = - 0,4376$ бар) и, как следствие, пониженный механический КПД ($\eta_m = 0,88$). Высокий уровень индикаторного КПД является следствием высокого значения максимального давления сгорания ($p_z = 139$ бар) и влияет на снижение удельного эффективного расхода топлива ($g_e = 0,201$ кг/(кВт·ч)). Достаточно низкий уровень на режиме номинальной мощности имеет и удельный выброс оксидов азота ($g_{NO} = 8,8$ г/(кВт·ч)). Ухудшение параметров наблюдается на частичных режимах тепловозной характеристики. Как известно, при высоких степенях сжатия в цен-

тробежных компрессорах свободных турбокомпрессоров на малых нагрузках резко падает КПД компрессора и уровень наддува. В нашем случае система газотурбинного наддува была настроена на наиболее нагруженные режимы 8...11 позиций КМ. При этом КПД компрессора были достигнуты наибольшие ($\eta_K = 0,82$) и, следовательно, была получена высокая топливная экономичность. Но, начиная с седьмой позиции КМ, КПД компрессора резко падает, что вызывает значительное падение давления наддува ($p_K = 1,1...1,5$ бар), коэффициента избытка воздуха ($\alpha = 1,47$) и рост температуры выпускных газов выше допустимой величины ($t_{Tmax} = 550^\circ$ С). При этом значительно снижается надежность дизеля в эксплуатации, повышается дымность и токсичность выхлопных газов (например, возрастает концентрация оксидов азота, как это видно на рис.2). Кроме того, требуются дорогостоящие материалы для изготовления лопаток турбины. Необходимо отметить еще и малый уровень продувки цилиндра на форсированных режимах 12...15 позиций КМ ($\nu < 0,05$). Последнее по данным исследования [3] приведет к росту температур выпускных клапанов, что значительно снижает надежность их работы. Что касается топливной экономичности, то на рис.1 видно, что практически на всех режимах удельный эффективный расход топлива g_e у дизеля 4Д80 ниже, чем у дизеля 1Д80 (пунктирная кривая) и значительно ниже, чем у дизеля 5Д49 (точечная кривая).

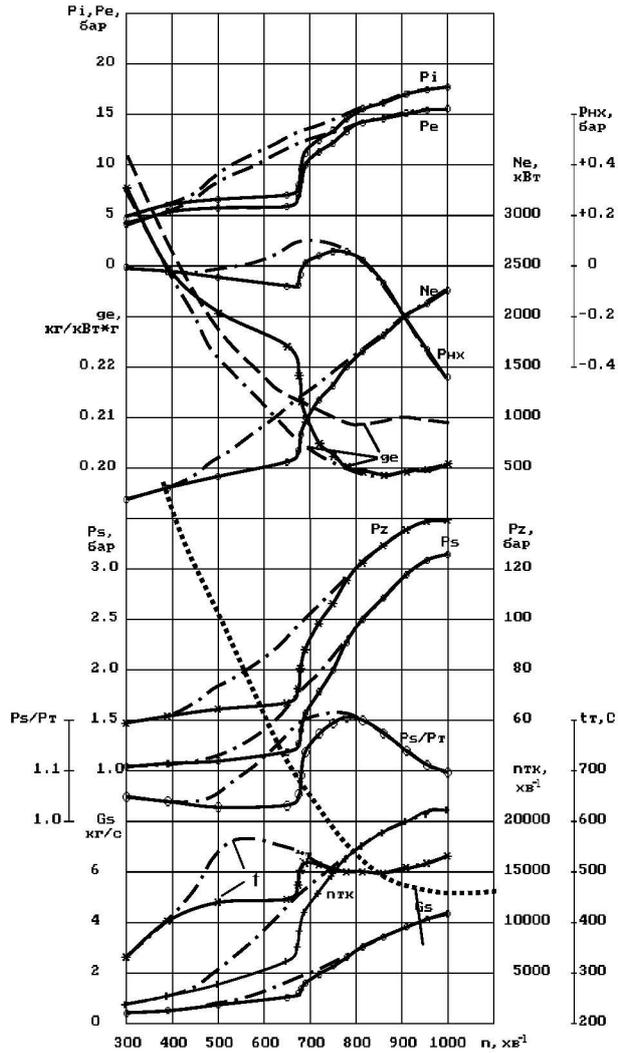


Рис. 1. Изменение параметров дизеля 4Д80 при его работе по тепловозной характеристике 2ТЭ116
 - - - - - по штатной характеристике тепловоза 2ТЭ116
 ————— по скорректированной характеристике

Пунктиром для сравнения показано изменение g_e дизеля 1Д80, точками – изменение g_e дизеля 5Д49

Таблица 2. Исходные и скорректированные значения частот вращения коленчатого вала дизеля 4Д80 по позициям КМ

Номер позиции	N_e , кВт	$n_{исх}$, мин ⁻¹	$n_{корр}$, мин ⁻¹
3	415	450	500
4	555	490	650
5	670	530	675
6	830	580	680
7	990	630	690
8	1170	675	720
9	1320	720	750
10	1450	770	780

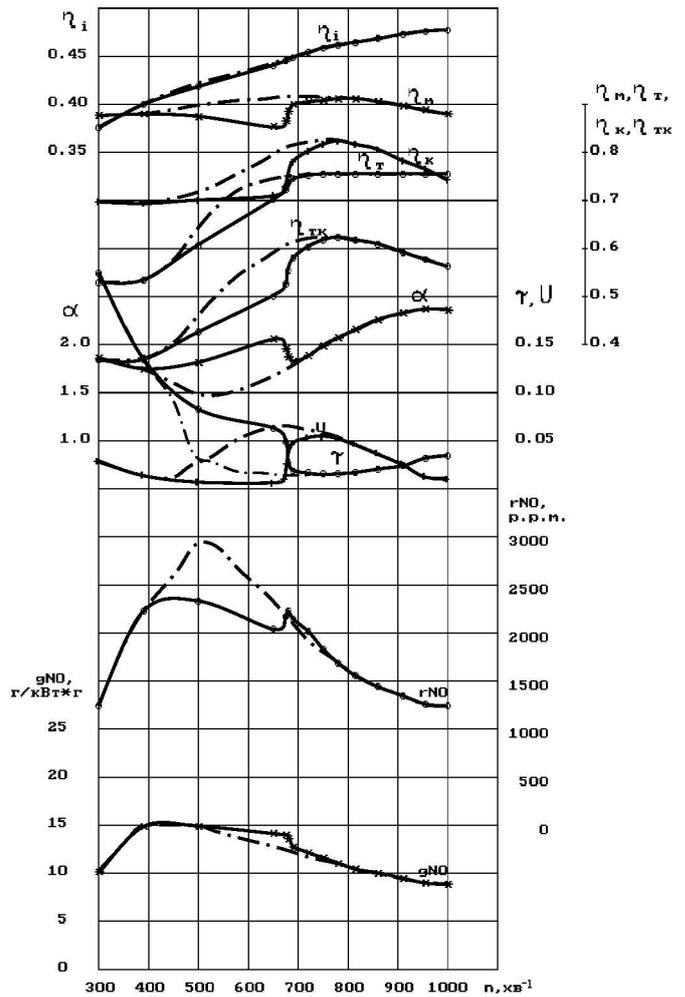


Рис. 2. Изменение параметров дизеля 4Д80 при его работе по тепловозной характеристике 2ТЭ116
 - - - - - по штатной характеристике тепловоза 2ТЭ116
 ————— по скорректированной характеристике

Такая корректировка требует изменений в системах возбуждения и нагрузки генератора, что вполне выполнимо. Результаты расчета рабочих процессов дизеля 4Д80 на каждой позиции КМ по скорректированной характеристике приведены на рис.1 и 2 сплошными кривыми.

Анализируя эти результаты можно заключить, что при увеличении частот вращения коленчатого вала на выше оговоренных режимах коэффициенты избытка воздуха α на них увеличились. Наименьшее значение α выросло с $\alpha = 1,47$ до $\alpha = 1,87$. При этом

на 0,01...0,02 возрос уровень индикаторного КПД. Уменьшились на 15...60°C температуры выпускных газов. Максимальная температура выпускных газов перед турбиной ($t_T = 528^\circ\text{C}$) наблюдается теперь только на режиме номинальной мощности. Максимальная температура выпускных газов на частичных режимах составляет $t_T = 515^\circ\text{C}$, которая ниже предельно допустимых значений (550°C). Среднеэксплуатационный удельный эффективный расход топлива практически не изменился ($g_{\text{срз.}} = 0,211$ кг/(кВт·ч)).

На 9-ой и 10-ой позициях КМ по КПД компрессора η_K и расходу воздуха G_s рабочие точки совместной работы компрессора с дизелем сдвинулись вправо от опасной помпажной зоны. Несколько уменьшилась интенсивность продувки цилиндра, хотя по данным [3] она остается достаточной ($\nu = 0,05$). Этот уровень продувки должен обеспечить охлаждение выпускных клапанов в форсированном дизеле. Практически не увеличились удельные выбросы оксидов азота, которые и по штатной, и по скорректированной тепловозным характеристикам не превышают 12 г/(кВт·ч), что значительно ниже допустимых значений [4].

Выводы

1. Отечественный дизель 4Д80 (12ЧН26/27)

обеспечивает достижение необходимых уровней мощностей при эксплуатации тепловоза 2ТЭ116.

2. Дизель 4Д80 по расходу топлива на 5% экономичнее дизеля 1Д80 и на 19% - дизеля 5Д49.

3. При использовании скорректированной тепловозной характеристики, на которой максимальная температура выпускных газов (528°C) достигается только на кратковременном по нагрузке в эксплуатации режиме номинальной мощности, можно гарантировать надежную работу дизеля 4Д80 в качестве теплосиловой установки тепловоза 2ТЭ116.

Список литературы:

1. Крушедольський О.Г. Моделювання робочих процесів транспортних дизелів на експлуатаційних режимах: навч. посібник / О.Г. Крушедольський. – Х.: УкрДАЗТ, 2007. – 218 с.
2. Хомич А.З. Топливная эффективность и вспомогательные режимы тепловозных дизелей / Хомич А.З. – М.: Транспорт, 1987. – 271 с.
3. Крушедольський Г.И. Влияние продувки камеры сгорания на температуру деталей двигателя Д70 / Г.И. Крушедольський, В.А. Звонов // Известия вузов. Энергетика. – 1962. – №10. – С. 80-85.
4. Викиди забруднюючих речовин з відпрацьованими газами тепловозних дизелів. Норми та методи визначення: ДСТУ 32001-94. – [Чинний від 1994-10-06]. – К., 1994. – 60 с. – (Національний стандарт України).

УДК 621.436

А.Е. Свистула, д-р техн. наук, Д.Д. Матиевский, д-р техн. наук

ВЛИЯНИЕ УТЕЧЕК В ПРЕЦИЗИОННЫХ СОПРЯЖЕНИЯХ ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ ДИЗЕЛЯ НА ИНДИКАТОРНЫЙ КПД

Введение

Одной из причин снижения удельных показателей дизеля в эксплуатации – снижения экономичности, повышения токсичности отработавших газов – является увеличение зазоров между деталями топливной аппаратуры (ТА) в плунжерной паре и распылителе. Износ ТА дизеля приводит к росту утечек топлива через зазоры, снижению давления впрыскивания, скорости впрыскивания, дальности факела топлива, нарушению смесеобразования и, как следствие, увеличению расхода топлива, повышению токсичности отработавших газов. При снижении частоты вращения (особенно на пусковых режимах) и использовании маловязких топлив негативное дей-

ствие утечек значительно возрастает [1]. Однако в литературе отсутствует количественная и качественная связь величины утечек и параметров рабочего процесса дизеля, эффективности использования теплоты в цикле.

Статья посвящена разработке метода и анализу результатов расчетно-экспериментального исследования влияния утечек топлива в прецизионных сопряжениях плунжерной пары топливного насоса и форсунки на индикаторный КПД и коэффициенты неиспользования теплоты.

Методика исследования

Для численного исследования утечек топлива принят метод гидродинамического расчета ТА дизе-