

А.В. Белогуб, Нгуен Ван Зионг, О.Ю. Линьков, С.А. Кравченко

РАЗРАБОТКА КОНСТРУКЦИИ «ЛЕГКОГО» ПОРШНЯ ДЛЯ ДИЗЕЛЕЙ ТИПА Д100

В работе рассмотрен вариант замены серийного составного поршня тепловозного дизеля типа 10Д100 массой 20 кг на новый – массой 13 кг. Приведены результаты оптимизации формы внутренней поверхности стальной верхней части поршня. Показано, что расчетные максимальные температуры на поверхности камеры сгорания предлагаемой конструкции несколько ниже, чем у серийного, а запасы прочности в напряженных местах конструкции не ниже чем у серийного. Озвучена техническая проблема, связанная с внедрением предлагаемого поршня и пути ее решения.

Анализ проблемы и постановка цели исследования

На железнодорожном транспорте работает большое количество магистральных тепловозов, на которых установлены двухтактные дизели со встречно движущимися поршнями 2Д100 и 10Д100 средней быстроходности, созданные на Харьковском заводе транспортного машиностроения. Двигатель 10Д100 является форсированным вариантом двигателя 2Д100. При форсировке было увеличено давление наддува и, как следствие, внесены изменения в конструкцию поршневой группы. При этом поршни двигателя 10Д100 (рис. 1) могут устанавливаться и на двигатель 2Д100 [1].

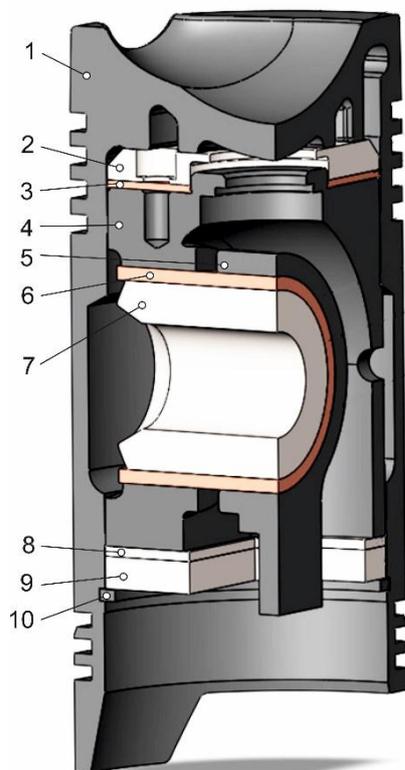


Рис. 1. Конструкция поршня 10Д100: 1 – стакан поршня; 2 – плита верхняя; 3 – прокладка верхняя; 4 – вставка; 5 – шатун; 6 – втулка бронзовая; 7 – палец; 8 – прокладка нижняя; 9 – плита нижняя; 10 – кольцо стопорное

Однако на сегодняшний день эти двигатели имеют значительный пробег (с момента начала серийного производства прошло более 60 лет) и нуждаются в серьёзной модернизации, направленной на снижение токсичности отработавших газов и повышение экономичности и надежности.

Одним из узлов, нуждающихся в модернизации, является цилиндропоршневая (ЦПГ) группа, а именно поршень, уменьшение массы которого может снизить расход топлива и износ деталей ЦПГ.

Цель исследования – повышение механического КПД двигателя типа Д100 путем уменьшения движущихся масс кривошипно-шатунного механизма (КШМ), в частности поршня.

Изложение основного материала

На рис. 1 представлена конструктивная схема существующего поршня двигателя 10Д100. Поршень состоит из стакана 1, изготовленного из высоколегированного серого чугуна, вставки 4 с установленными сверху и снизу плитами 2, 9 и регулируемыми прокладками 3, 8, с помощью которых регулируется линейный размер камеры сжатия. Вставка удерживается в корпусе стопорным кольцом 10. Применение такого способа соединения вместо шпилечного позволяет устранить концентрации напряжений в головке поршня от резьбовых отверстий. В отверстиях вставки в бронзовых втулках 6 свободно (скользящая посадка) вставлен поршневой палец 7 для соединения с головкой шатуна. Ряд деталей, не существенных с точки зрения анализа конструкции, не показан.

В транспортных двухтактных двигателях распространена именно составная конструкция поршня. Поскольку поршень является и элементом системы газораспределения, открывая и закрывая выпускные (и/или впускные) окна, то цельная алюминиевая конструкция не выдерживает постоянного соприкосновения с потоками горячих отработавших газов, имеющих температуру более 2000°C. В таких двигателях всегда предусмотрена жаровая накладка из жаропрочной высоколегированной стали или чугуна (как в нашем случае), что позволяет решить проблему теплового нагружения го-

ловки поршня и обеспечить надежность работы узла. Однако применение чугунного стакана поршня, позволяющего обеспечить надежность конструкции, обладает значительной массой, а, значит, значительными силами инерции возвратно-поступательных масс и связанными с ними силами трения.

В настоящее время часто встречаются конструкции поршней для четырехтактных форсированных автотракторных дизелей, состоящие из стальной (чугунной) головки и корпуса из алюминиевого сплава, собранного на пальце (рис. 2). В данной работе предлагается использовать опыт применения составных поршней автотракторных дизелей для поршня дизелей типа Д100.



Рис. 2. Составной поршень форсированного автотракторного дизеля

Это позволит существенно снизить массу поршневой группы. Как следствие должны уменьшиться силы инерции и потери на трение, связанные с воздействием инерционных нагрузок [2].

Как было упомянуто выше жаровая накладка (зона камеры сгорания), находясь в непосредственном соприкосновении с горячими газами с температурой более 2000 °С, может нагреваться до 800 °С. При этом она испытывает переменные силовые воздействия от давления (с максимумом до 12 МПа для дизеля 10Д100) и сил инерции. Следует отметить, что в отличие от четырехтактного двигателя эти воздействия на поршень действуют на каждом обороте коленчатого вала. Для охлаждения жаровой накладки, как правило, используется штатная масляная система двигателя. Более эффективное, с

точки зрения теплоотвода, водяное охлаждение требует замкнутых хорошо герметизированных полостей, что затруднительно для высоко- и среднеоборотных двигателей. В нашем случае для штатного поршня применяется масляное охлаждение. Масло подается из верхней головки поршня в галерею между стаканом и верхней плитой, после чего сливается в картер.

При расчетном исследовании рассматривался вариант с минимальным масляным охлаждением поршня для выявления его наиболее проблемных зон.

Предлагаемая конструкция, модель которой представлена на рис.3, состоит из стальной жаропрочной головки 1, корпуса из алюминиевого сплава 3, уплотнительных колец 2, выполненных из чугуна. Возможно уплотнение не разрезным кольцом или кольцом из другого материала.

Верхние поршневые кольца установлены следующим образом: два – в головке; два – в корпусе. Они обеспечивают надежную изоляцию рабочего объема цилиндра. Головка и корпус, как и аналоги (рис.3), собраны на поршневом пальце. Шатунный подшипник для моделирования напряженного состояния предложен в виде втулки. В реальной конструкции могут быть приняты другие варианты выполнения этого подшипника. Предлагаемая конструкция поршня хорошо показывает себя в автотракторных высоконагруженных дизелях.

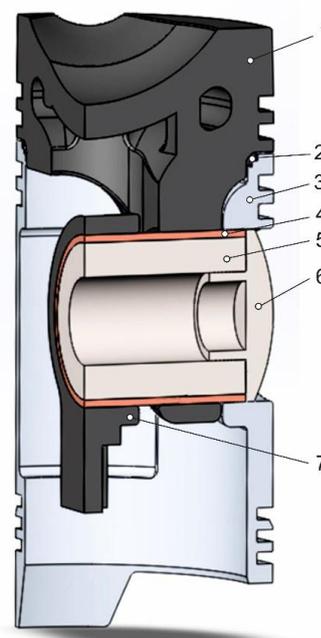


Рис. 3. Трехмерная модель предлагаемого варианта поршня:

- 1 – головка поршня; 2 – кольцо; 3 – корпус;
4 – втулка бронзовая; 5 – палец; 6 – заглушка;
7 – шатун

Для исключения (минимизации) попадания воздуха и продуктов сгорания из соответствующих коллекторов в масляные картеры дизеля предусмотрены уплотняющее кольцо 2 между головкой поршня и корпусом и заглушка 6 поршневого пальца.

Модельная масса предлагаемого поршня составляет 13 кг против 18,9...19,6 кг у верхнего и 19,2...20,0 кг у нижнего.

Такое значительное снижение массы поршня приводит к уменьшению силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс (рис. 4) и пропорциональной ей части силы трения.

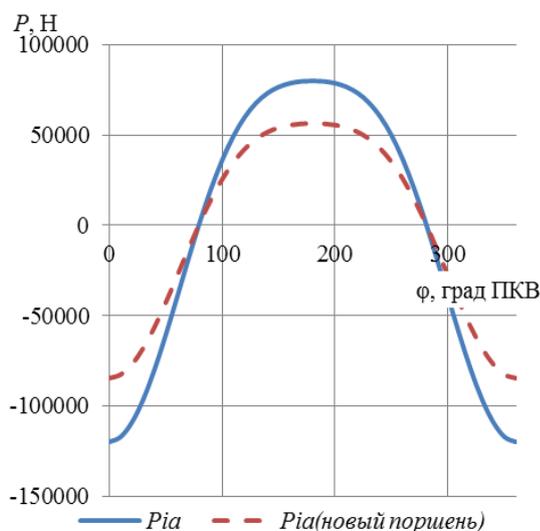


Рис. 4. Силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс двигателя 10Д100

С целью определения работоспособности предложенной конструкции, были выбраны граничные условия (ГУ) для проведения модельного эксперимента [3].

На рис. 5 приведена расчетная индикаторная диаграмма, на основании которой выбраны ГУ по КС. Тепловой расчет проводился по упрощенной методике, что допустимо для оценочного исследования.

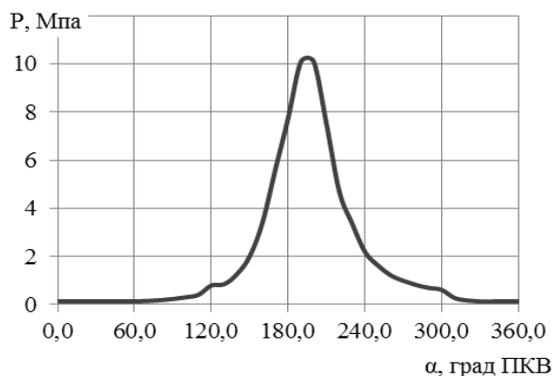


Рис. 5. Индикаторная диаграмма двигателя 10Д100

Зоны приложения ГУ и их значения для предлагаемой конструкции поршня представлены на рисунке 6 и в таблице 1. Для штатного поршня ГУ приняты такими же.

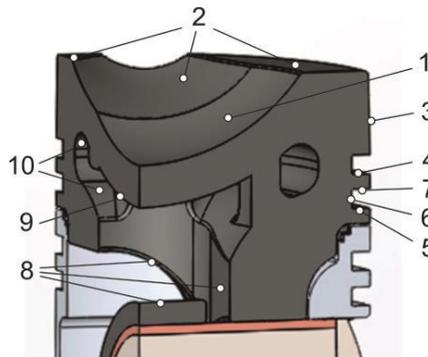


Рис. 6. ГУ для предлагаемой конструкции поршня:

1 – центральная часть КС; 2 – периферия КС; 3 – жаровой пояс; 4 – нижняя грань ручья 1-го кольца; 5 – нижняя грань ручья 2-го кольца; 6 – внутренняя грань 2-го кольца; 7 – верхняя грань 2-го кольца; 8 – внутренние поверхности поршня; 9 – центральная часть внутренней поверхности, ограниченной «стойками»; 10 – внутренние поверхности масляной галереи

Таблица 1. Граничные условия для жаровой накладки (головки) поршня

Номер зоны поршня	Действующая температура, $T_{oc}, К$	Коэфф. конвективной теплопередачи $\alpha, Вт/(м^2К)$
1	1000	150
2	940	1170
3	800	500
4	550	30000
5	460	15000
6	460	1000
7	460	2000
8	385	200
9	400	500
10	500	50

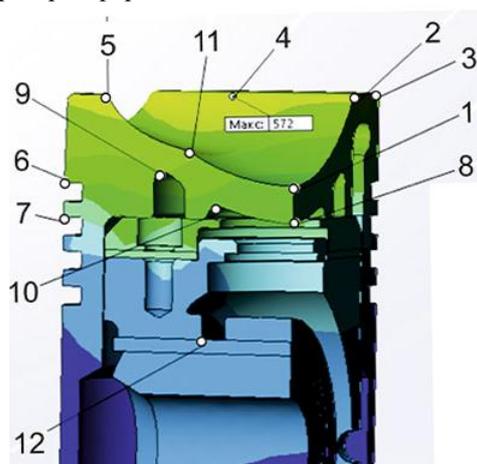
Известно, что для корректной идентификации ГУ необходимы результаты физического моделирования, но в данном случае, для оценочного сравнения, мы посчитали достаточным приведенных значений, одинаковых как для существующей конструкции, так и для предлагаемого варианта. При реальном конструировании необходимо будет провести физическое термометрирование, достаточное для идентификации 3-х мерного температурного поля или воспользоваться имеющимися экспериментальными данными по термометрированию штатных поршней дизеля 2Д100, полученных проф. Г.Б. Розенбитом [4].

В таблице 2 приведены данные о свойствах материалов, принятых в проведенном исследовании.

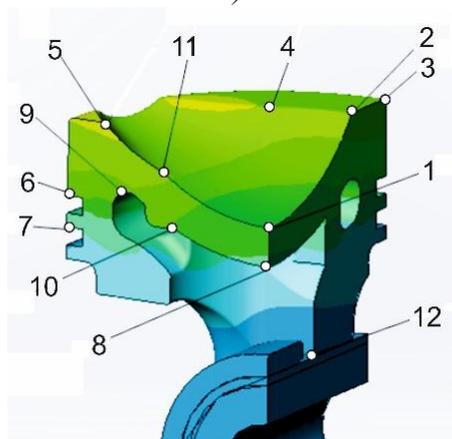
Таблица 2. Свойства материалов, примененных для моделирования

Свойство	Единицы измерения	Значение				
		Легированная сталь	Литая сталь	Сплав алюминия	Бронза	Серый чугун
Модуль упругости	Н/м ²	$2,1 \cdot 10^{11}$	$1,9 \cdot 10^{11}$	$7,24 \cdot 10^{11}$	$1,1 \cdot 10^{11}$	$6,617 \cdot 10^{11}$
Коэффициент Пуассона	-	0,28	0,27	0,33	0,37	0,27
Модуль сдвига	Н/м ²	$7,9 \cdot 10^{10}$	$8,6 \cdot 10^{10}$	$2,8 \cdot 10^{10}$	$4 \cdot 10^{10}$	$5 \cdot 10^{10}$
Плотность	кг/м ³	7700	7300	2780	8900	7200
Предел прочности при растяжении	Н/м ²	723825600	413613000	485000000	394380000	151658000
Предел текучести	Н/м ²	620422000	275742000	345000000	258646000	572165000
Коэфф. тепл. расширения	1/К	$1,3 \cdot 10^{-5}$	$1,2 \cdot 10^{-5}$	$2,32 \cdot 10^{-5}$	$2,4 \cdot 10^{-5}$	$1,2 \cdot 10^{-5}$

Результаты модельного исследования температурного состояния поршней приведены на рисунке 7 и в таблице 3. Для контроля температурного состояния поршня были выбраны точки в концентраторах формы.



а)



б)

Рис. 7. Модальные поля температур поршня: а – существующий; б – предлагаемый

Проведено моделирование состояния поршня, нагруженного вышеприведенным температурным полем и силовыми нагрузками (давление в цилиндре 10 МПа, ускорение поршня – 8,5 м/с²).

В таблице 3 приведены значения температур, полученные в исследуемых точках.

Таблица 3. Температуры в контрольных точках

Номер точки контроля	Серийный поршень	Новый поршень
1	371	354
2	549	513
3	536	513
4	558	527
5	560	552
6	448	444
7	236	263
8	342	324
9	458	461
10	377	399
11	483	482
12	149	163

На рис. 8 приведены поля напряжений в зонах головки поршня, геометрия которых подверглась конструкторской оптимизации. Как видно из рисунков в исследуемых зонах нет концентраторов напряжений, а их максимальные значения не превосходят пределов текучести для серых чугунов и, тем более, литейных сталей. Запас прочности по пределу текучести – 1,1 по литейной стали и 2,3 по чугуну.

При конструкторской оптимизации в качестве ограничений мы пользовались, в первую очередь, значениями напряжений, полученных при модель-

ном эксперименте с существующим поршнем. В предлагаемом поршне по поставленным условиям напряжения не должны были превышать таковых в «старом». Нужные нам значения получены итера-

циями, связанными с толщиной донца, шириной проушины под пальцевое отверстие и радиусами скруглений в местах, где напряжения превышали уровень таковых в штатном поршне.



Рис. 8. Зоны наибольшей концентрации напряжений в жаровой накладке поршня

Существенным недостатком для конкретного применения (двухвальный двигатель со встречно движущимися поршнями) является трудность регулирования степени сжатия, которая в серийном двигателе осуществляется подбором прокладок 3 и 5 (рис. 1). Для вновь производимых двигателей это не является проблемой, поскольку с появлением высокоточных бесконтактных приборов измерения длин (расстояний) проблема решается введением технологических операций замера реальных расстояний между валами, длин шатунов и вычислением компрессионных высот верхнего и нижнего поршней каждого цилиндра и расточкой пальцевого отверстия в головке и корпусе строго под размер данного цилиндра. В случае модернизации, особенно в условиях локомотивных депо задача несколько усложняется, но она может быть решена организационно-техническими мероприятиями, заключающимися в проведении необходимых замеров при разборке двигателя и заказа индивидуальных поршней.

Заключение

Предлагаемая конструкция, известная по применению на форсированных автотракторных дизелях, может быть использована в двигателях типа Д100. При этом масса поршневого комплекта может быть снижена на 7 кг при уменьшении количества деталей поршня до пяти наименований. При разработке конструкторско-технологических мероприятий такой замены в первую очередь необходимо обратить внимание на обеспечение необходимой степени сжатия и оптимизации системы

масляного охлаждения поршня.

Список литературы:

1. Володин А.И. Локомотивные двигатели внутреннего сгорания [Текст]. – М.: Транспорт. – 1990. – 256 с.
2. Белогуб А.В. Поддержка жизненного цикла тонкостенных поршней ДВС на основе технологии интегрированного проектирования и производства [Текст] / А.В. Белогуб // Восточно-европейский журнал передовых технологий. – 2010. – №3. – С. 27-40.
3. Пильов В.О. Автоматизоване проектування поршнів швидкохідних дизелів із заданим рівнем тривалої міцності [Текст]: Монографія. – Харків: Видавничий центр НТУ «ХПИ». – 2001. – 332 с.
4. Розенблит, Г. Б. Исследование теплопередачи в дизелях [Текст] : Автореф. дис. на соиск. учен. степени д-ра техн. наук : (05.04.02) / Харьк. ин-т инженеров ж.-д. трансп. им. С.М. Кирова. – Харьков : [б. и.]. – 1978. – 49 с.

Bibliography (transliterated):

1. Volodin, A.I. (1990) Locomotive combustion engines [Lokomotivnye dvigateli vnutrennego sgoraniya], Transport, Moscow, 256 p.
2. Belogub, A.V. (2010) "Support life cycle of thin-walled piston internal combustion engine, based on integrated design and manufacturing technology", East European magazine of advanced technologies, ["Podderzhka zhiznennogo tsikla tonkostennyih porshney DVS na osnove tehnologii integrirovannogo proektirovaniya i proizvodstva"], Vostochno-evropeyskiy zhurnal peredovyih tehnologiy, №3, pp. 27-40.
3. Pylyov, V.O. (2001) "Computer-aided design of speed diesel engines piston with a specified level of long-term strength", Monograph, ["Avtomatizovane proektuvannya porshniv shvidkohidnih dizeliv iz zadanim rivnem trivaloyi mitsnosti"], Monografiya, Kharkiv: Publishing Center of NTU "KPI", 332 p.
4. Rozenblit, G. B. (1978) "Investigation of heat transfer in diesel engines", Abstract of dissertation for the degree of Doctor of Technical Sciences (05.04.02), ["Investigation of heat transfer in diesel engines", Abstract of dissertation for the degree of Doctor of Technical Sciences (05.04.02)], Kharkiv, Institute of Railway Engineers, 49 p.

Поступила в редакцию 24.06.2016 г.

Белогуб Александр Витальевич – доктор техн. наук, проф., профессор кафедры конструкции авиационных двигателей Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: a_belogub@mail.ru.

Нгуен Ван Зионг – магістрант кафедри конструкції авіаційних двигателів Національного аерокосмічного університета ім. Н.Е. Жуковського «ХАІ», Харків, Україна.

Линьков Олег Юрьевич – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри двигателів внутрішнього згорання Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: linkov@ukr.net.

Кравченко Сергей Александрович – канд. техн. наук, старший науковий співробітник, старший науковий співробітник кафедри двигателів внутрішнього згорання Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: dvskhpi2016@gmail.com.

РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ «ЛЕГКОГО» ПОРШНЯ ДЛЯ ДИЗЕЛІВ ТИПУ D100

О.В. Білогуб, Нгуен Ван Зионг, О.Ю. Линьков, С.О. Кравченко

У роботі розглянуто варіант заміни серійного складеного поршня тепловозного дизеля типу 10D100 масою 20 кг на новий - масою 13 кг. Наведено результати оптимізації форми внутрішньої поверхні сталеві верхньої частини поршня. Показано, що розрахункові максимальні температури на поверхні камери згорання запропонованої конструкції трохи нижчі, ніж у серійного, а запаси міцності в напружених місцях конструкції не нижчі, ніж у серійного. Озвучена технічна проблема, пов'язана з впровадженням запропонованого поршня і шляхи її вирішення.

DEVELOPMENT OF STRUCTURES OF "LIGHT" PISTON FOR DIESEL ENGINES TYPE D100

A.V. Belogub, Nguyen Van Duong, O.U. Linkov, S.O. Kravchenko

The paper considers the option of replacing the composite piston serial type locomotive diesel 10D100 20 kg new - a mass of 13 kg. The results of optimization of the shape of the steel inside the top of the piston. It is shown that the calculated maximum temperature on the combustion chamber surface of the proposed design is somewhat lower than in batch, and safety factors in design strained areas not lower than serial. It is shown that the technical problems associated with the introduction of the proposed piston and its solutions.