



Ресурс тепловозных дизелей: ретроспективный анализ



Игорь СИРОТЕНКО
Igor V. SIROTENKO

Георгий ГОГРИЧИАНИ
Georgy V. GOGRICIANI



Сиротенко Игорь Васильевич — кандидат технических наук, старший научный сотрудник отделения «Тяговый подвижной состав» ОАО «ВНИИЖТ», Москва, Россия.

Гогричани Георгий Венедиктович — доктор технических наук, профессор, заведующий аспирантурой ОАО «ВНИИЖТ», Москва, Россия.

Working Life of Diesel Engines: a Retrospective Analysis (part 2)

(текст статьи на англ.яз. — English text of the article — p.265)

В публикуемой обзорной статье (начало см.: «МТ», 2014, № 6) показано, что для тепловозных дизелей первого послевоенного поколения были характерны свойственные новым разработкам конструкционные недостатки, незавершенные идеи. Рассмотрены результаты исследований, выполненных в тот период, проанализированы с критических позиций принятые в то время технические решения, в том числе нацеленные и на устранение выявленных проблем. Анализ позволил, в частности, сделать выводы о том, что для дизелей этого поколения принципиально важными являлись марки применяемых металлов, износостойкость и усталостная прочность чугуна, особенности галтелей коленчатого вала, элементов блока цилиндров, качество сварных соединений.

Ключевые слова: железная дорога, история, тепловозостроение, дизель тепловозный, ресурс, отказы, ретроспективный анализ, закономерности послевоенного поколения.

2.

Уже в начале эксплуатации стало понятно, что тепловозы с дизелем 2Д100 (серии ТЭЗ, ТЭ7) по своей мощности и тяговым качествам были недостаточны для работы с поездами нормируемого веса. Расчётная сила тяги и скорость не удовлетворяли текущих запросов железных дорог, а тем более — требований на перспективу. Расчёты показывали, что был необходим тепловоз с мощностью секций 3000—4000 л. с. при условии сохранения дизелем прежних массо-габаритных показателей, чтобы не повышать сцепной вес локомотива [1].

Для решения этой задачи имелись два пути — форсирование дизеля 2Д100 с 2000 до 3000 л. с., что в те годы, по-видимому, казалось наиболее скорым и рациональным вариантом, или разработка нового двигателя, принципиально отличающегося конструктивно, с перспективой мощностного ряда.

Созданный по первому варианту форсированный дизель 10Д100 во многом повторяет предшественника 2Д100. На новом применена двухступенчатая система наддува воздуха, одна ступень — это два турбокомпрессора типа ТК34, работающих па-

параллельно, водяные охладители наддувочного воздуха, другая — приводной центробежный нагнетатель. Для управления сложной энергосистемой на дизеле впервые был установлен объединённый регулятор частоты вращения и мощности. Конструкция основных несущих компонентов и узлов двигателя осталась неизменной, разработчики полагали, что будет достаточно имеющихся запасов прочности [2].

Одновременно выполнялись работы по проведению в жизнь второго варианта решения. Коломенским заводом построен новый дизель 11Д45, мощностью 3000 л. с., наиболее передовой на то время по своим показателям — с классической V-образной компоновкой, подвесным упрочнённым (азотированным) коленчатым валом, сварно-литым стальным блоком цилиндров, кривошипно-шатунным механизмом с прицепным шатуном. Прототипом был судовой дизель типа 30Д, созданный пятью годами ранее по заказу военно-морского флота.

Двигатели 30Д и 11Д45 органично вошли в современный ряд двигателей, которые появлялись тогда в США, Европе и отличались форсировкой (уровнем среднего эффективного давления), применением мощных наддувных агрегатов, обеспечивавших высокий уровень давления наддувочного воздуха. Следует отметить, что для среднеоборотного тепловозного дизеля мощность в 3000 л. с. была исключительно высокой для всех моторостроительных фирм.

По своей конструкции новые двигатели, вышедшие в тот период в стране, существенно превосходили предшественников, в них были заложены более прогрессивные конструктивные и технологические решения, они условно названы дизелями **второго поколения**.

Дизель 10Д100 по конструктивному исполнению к этому поколению не принадлежит, уровню отвечают лишь показатели системы воздухообеспечения, экономичности, устройства регулирования. Следуя логике, через непродолжительное время двигатель должен был уступить место более современному образцу, но этого не произошло.

Наиболее проблемными узлами дизеля оказались поршни, цилиндрические втулки,

система «коленчатый вал-подшипники».

Для более мощного 10Д100 была предложена новая конструкция поршня варианта 27, тонкостенного, из серого легированного чугуна. Поршень имел кольцевую форму днища, которая образовывала камеру сгорания симметричной формы, близкой к форме Гессельмана. Этим обеспечивались снижение максимального давления сгорания на 5–6 кгс/см², возможность увеличить внутренние объёмы и свободнее расположить полости для охлаждения поршня. Конструкторы вернулись к инерционному способу охлаждения, как у первоначального варианта дизеля 2Д100 [3].

Трёхлетний опыт эксплуатации показал, что этот тип поршней опять же недолговечен и имеет такие же отказы, как поршень 14В: трещины в бонках под стягивающие шпильки, в ручьях поршневых колец, серповидные и разгарные трещины днища. Средний срок их службы оказался в 1,5 раза короче, чем у 14В, на подъёмочных ремонтах заменялось 33–38% поршней [4]. Понадобилось срочно разработать поршни вариантов 3 и 3А, которые отличались более интенсивным охлаждением головки за счёт применения в центральной части циркуляции масла (3) и внутреннего радиального оребрения (3А).

Отказы варианта 3 следует выделить особо. Характер повреждений остался прежним, количество поршней, вышедших из строя к первому подъёмочному ремонту, достигло 23%, причем резко участились задиры цилиндрических втулок, которые ранее отмечались редко. С 1967 года такого рода дефекты поршней и втулок цилиндра приобрели массовый характер [5]. По существу, положение ухудшилось, поскольку вместе с задиром боковой поверхности поршня выходила из строя и втулка цилиндра. Причиной стало применение легированного чугуна нового состава, который обладал большей способностью к необратимому изменению объёма при циклических изменениях температуры. Постепенное увеличение диаметра головки поршня на 0,8–1,2 мм приводило к предсказуемым последствиям.

После неудач с поршнем варианта 3 ВНИИЖТ предложил вариант 1Ц, первоначально для дизеля 2Д100. Конструкция оказалась более работоспособной, по-



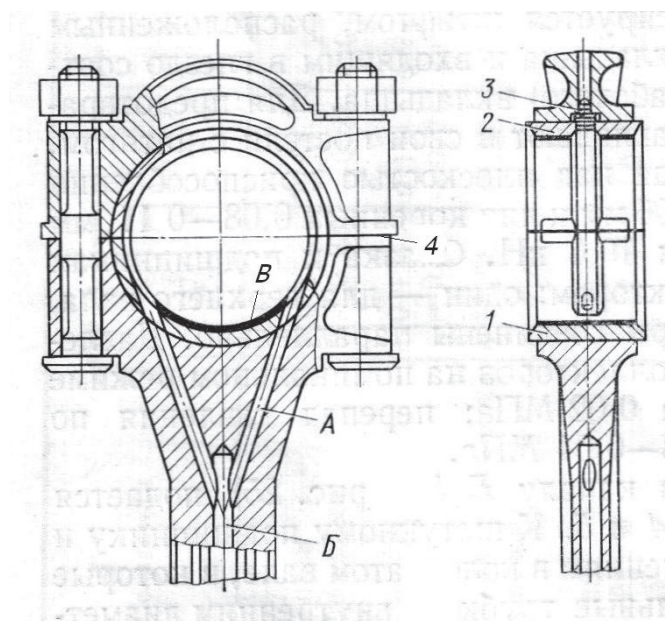


Рис. 1. Нижняя головка шатуна дизеля 10Д100: А – наклонный канал для подвода смазки к поршню; Б – осевой канал; В – бесканавочная часть подшипника; 1 – вкладыш с частичной канавкой; 2 – вкладыш с кольцевой канавкой; 3 – штифт; 4 – разъем.

скольку в ней удалось решить проблему обеспечения теплоотвода и исключить концентраторы напряжений. Главные особенности: отказ от профиля днища, введённого с варианта 27; возврат к «чашечному», как на поршне 14В; исключение из конструкции шпилек, стягивающих проставку и головку поршня и вызывавших дополнительные монтажные напряжения; введение охлаждения циркуляционного типа с двумя потоками масла, движущимися симметрично оси камеры сгорания [6].

Таким образом, конструктивными решениями, решительно повысившими работоспособность и долговечность поршня 10Д100, стали эффективная система охлаждения, обеспечившая равномерное остывание его головки по всей поверхности, и исключение из конструкции стягивающих шпилек.

На дизелях типа Д100 в год заменялось до 24 тыс. цилиндрических втулок, среди отказов преобладали трещины (56%) и задиры рабочей поверхности (27%). Трещины носили усталостный характер и развивались в зоне отверстий для так называемых адаптеров – патрубков, в которые устанавливались форсунки. Образование трещин удалось снизить за счёт усиления конструкции втулки в районе отверстий и технологическими мерами [7]. Более сложной проблемой оказалось

устранение задиры рабочей поверхности поршней и втулок.

Отмеченный ранее рост задиры был вызван не только свойствами легированного чугуна. Основными причинами задиры, как было экспериментально доказано, являлись деформации втулки, при которых происходило контактирование поршня с её стенкой. Эти деформации характерны именно для дизеля 10Д100, они были вызваны форсировкой двигателя, что приводило на ряде режимов к непредвиденному нагреву сопряжённых деталей – посадочного места рубашки, места в блоке дизеля, выхлопного коллектора [8].

Соответственно причинам отказов цилиндрических втулок (тепловые деформации стенок при нагреве) для их уменьшения были введены изменения в конструкцию сопряжённых деталей – посадочных мест в блоке дизеля, рубашки, выхлопного коллектора.

Другим недостатком стали повышенные отказы узла «коленчатый вал-подшипники». За 1963–1967 годы, количество дизелей 10Д100, на которых наблюдались задиры шатунных и коренных подшипников, составило 10% от находящихся в эксплуатации [9]. У двигателя были повышены в 1,5 раза нагрузки на подшипники по сравнению с менее форсированным 2Д100, при этом ухудшению условий работы способ-

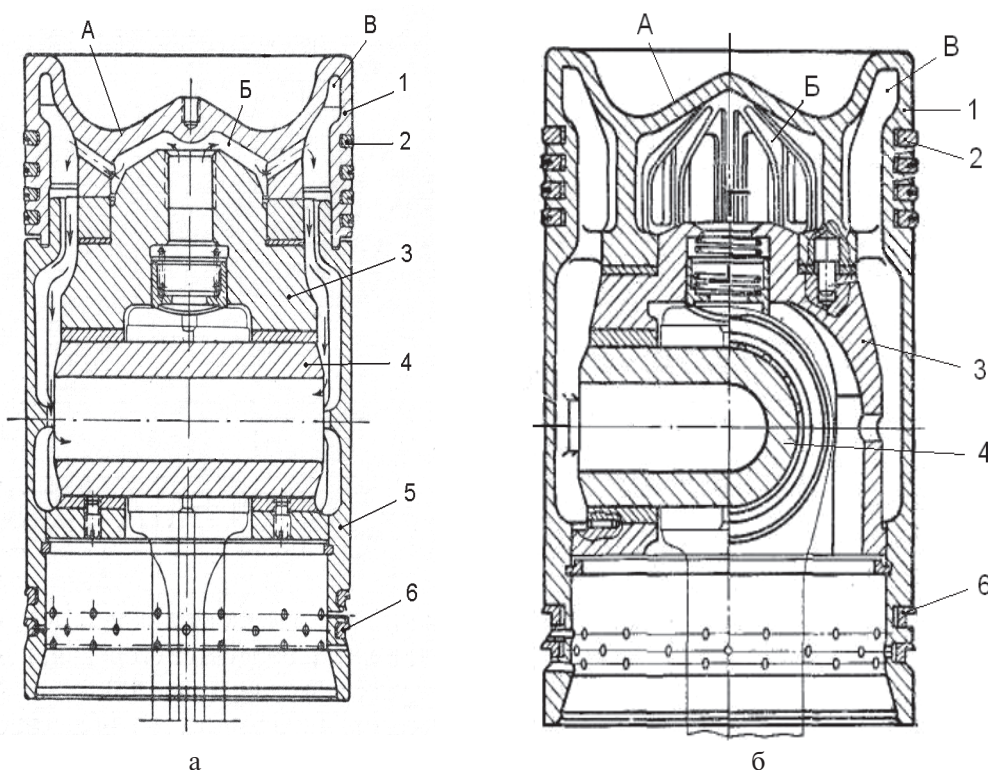


Рис. 2. Поршень дизеля 11Д45: а) исходная конструкция (1959 г.); б) цельнолитой конструкции ВНИИЖТ. 1 – головка; 2 – кольцо компрессионное; 3 – вставка; 4 – поршневой палец; 5 – тронк; 6 – кольцо маслосъёмное; А – днище, Б – внутренняя полость, В – боковой карман.

ствовала неблагоприятная, плохо прирабатываемая структура металла шеек вала из высокопрочного чугуна.

Что представляла собой конструкция подшипника? Подвеска коленчатого вала, нижняя головка шатуна имели плоские разъёмы (рис. 1, позиция 4), характерные для ранних конструкций двигателей (первого поколения), в более поздних конструкциях этот разъём из-за недостаточной жёсткости преобразовали в зубчатый: шлицевое соединение с углом при вершине от 60° до 90° . У подшипника было достаточно высокое соотношение основных конструктивных показателей ширины и диаметра — необходимое условие благоприятной работы, в средней его части проходила кольцевая канавка. Вкладыши имели мягкое, легко прирабатываемое и относительно быстро изнашиваемое покрытие из баббита БК-2.

Конструкторами принято решение: осевой канал Б в стержне шатуна, через который масло подводилось к поршню, был заглушен, вместо него высверливали

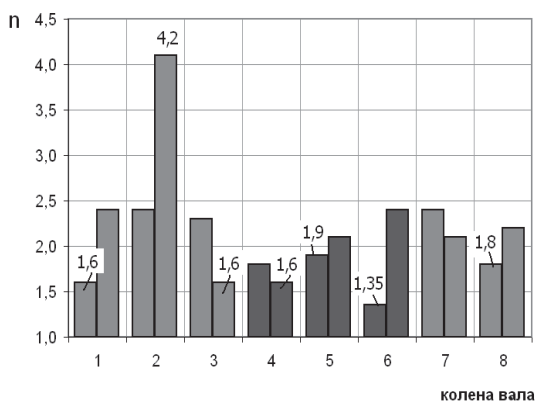
два наклонных канала А, выходящих к кольцевой канавке, и таким образом в центре вкладыша образовывалась бесканавочная зона В [9,10]. За счёт увеличившейся площади рабочей поверхности подшипника минимальная толщина смазочного слоя возросла в 1,5–2,5 раза. Кроме того, была повышена чистота обработки поверхности шеек коленчатого вала Rz с 8–9 до 4–6 мкм. Эти мероприятия в полной мере снизили склонность подшипника к задиру. В дополнение ко всему осуществлён переход на моторное масло М14В с более высоким показателем кинематической вязкости 14 сСт, чем у применявшегося ранее (12 сСт) [11].

Можно сказать, что важнейшими приобретениями стали развитие рабочей поверхности подшипника (исключение канавки в центре), повышение чистоты обработки поверхности шеек коленчатого вала, переход на более качественное моторное масло.

Основной проблемой нового дизеля второго поколения 11Д45 были выходы из строя поршней. В расчёте на один двигатель ежегодно их заменялось от 6,5 до 11



а)



б)

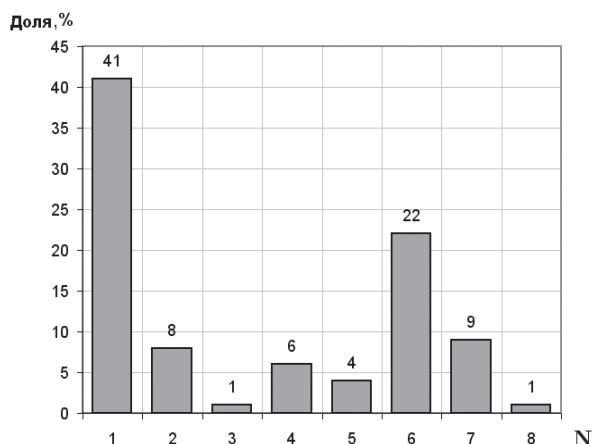


Рис. 3. а – коэффициенты запаса выносливости n по левой и правой щёкам коленчатого вала дизеля 11Д45 при несоосности опор 4, 5, 6; б – распределение повреждений коленчатых валов (трещины, изломы) по шатунным шейкам, в % от числа забракованных, по данным [15]. N – порядковый номер шатунной шейки.

(из шестнадцати), максимальный выход приходился на пробег 150–200 тыс. км [11]. Главная причина отказов (примерно 80%) оказалось связана с развитием трещин по гребню днища головки поршня, в так называемых «карманах», и сквозных серповидных трещин, как в поршнях варианта 27 [4, 12].

Начальная конструкция поршня – составная (рис. 2а), с головкой из высокопрочного легированного чугуна Mg (1), тронком из алюминиевого сплава (5). Охлаждалась она циркулирующим маслом, поступающим через отверстия в шатуне в верхнюю центральную полость, затем в полости по краям головки.

На первом этапе модернизации маслонабжение было улучшено, головку поршня вместо чугунного литья стали изготавливать из жаропрочной стали 2Х13, однако заметно снизить отказы не удалось. В ка-

честве временного решения ввели порядок, при котором головки заменялись принудительно при пробеге 125–150 тыс. км. Работы по поршням были возобновлены в начале 1970-х годов. Усовершенствованный поршень конструктивно значительно отличался от первоначального (рис. 2б): уменьшена толщина стенки головки поршня (А), существенно увеличена центральная полость (Б) за счет сокращения размеров камеры, выполнено оребрение, наращен объём полостей-карманов (В). В обиход вошло моторное масло с антинагарными присадками (М14ВЦ), что способствовало улучшению термического состояния поршней.

Конструкторы, как видно, не пошли по пути повышения жаропрочности материала головки, а применили теплопроводный материал – легированный чугун и обеспечили больший отвод тепла за счёт более

эффективного инерционного охлаждения головки [13, 14]. В новом поршне (рис. 2б) головка и тронк отлиты воедино, ибо отпала необходимость в жаропрочном сплаве. Известны близкие по конструкции поршни Коломенского завода для дизелей и ВНИИЖТ — для ремонтных предприятий.

Итак, на тот момент *решение проблемы безотказности поршней дизелей 11Д45 сводилось к применению эффективной системы охлаждения головки (инерционной), при увеличении полостей карманов, развитии поверхности охлаждения за счёт оребрения, применении теплопроводного материала (легированный чугун) и антинагарных присадок к моторному маслу.*

Со временем у дизелей 11Д45 стали проявляться конструктивные недостатки коленчатого вала, которые в конечном счёте привели к снижению ресурса. Отказы начали проявляться при наработке более миллиона километров. Доля коленчатых валов, отбраковываемых при капитальном ремонте, составляла 16–25% от поступивших — в среднем в два-три раза выше, чем у наиболее распространённых дизелей типа Д100. Основная причина (66%) — усталостные трещины и изломы по шатунным шейкам.

Как показал анализ факторов, оказывающих влияние на условия работы вала [15], к отказам привело прежде всего нарастающее ухудшение состояния его опорных узлов — подвесок с зубчатым разбёгом. У большинства подвесок с наработкой проявлялась неустраняемая вытяжка болтов (снижение усилия затяжки на 37–50%), а ближе к капитальному ремонту наблюдались обмятие и износ зубчиков разбёга и выходящая за допустимые пределы несоосность, что свидетельствовало о прочностной небезопасности конструкции.

Проверка прочностной версии, по видимому, впервые была выполнена расчётным путём при помощи наиболее современного в то время метода, в котором коленчатый вал рассматривался как неразрезная пространственная статически неопределимая упругая система. Рассчитывались максимальные изгибные напряжения в зоне галтели сопряжения щеки и шейки коленчатого вала (наиболее напряжённый участок при изгибе),

критерием оценки являлся коэффициент запаса выносливости по щёкам колена вала.

Результаты проверки подтвердили, что несоосность резко ослабляла конструкцию вала. На рис. 3а показаны значения для правой и левой щёк каждого колена, несомые опоры выделены темным цветом. Запасы по пределу выносливости в средней части вала на коленах 1,3,4 падают до $n=1,6$, на колене 6 — до $n=1,35$ (рис. 3а).

Обращают на себя внимание некоторые противоречия. Наибольшее количество отказов (41%) приходится на первую шатунную шейку с минимальным запасом выносливости $n=1,6$ (рис. 3б), в два раза реже отказывает шестая шейка (22%) с $n=1,35$, наименьшее количество случаев падает на третью шейку ($n=1,6$), восьмую ($n=1,8$), пятую (1,9), четвёртую (1,6). Иными словами, при одинаковых коэффициентах запаса на первой шейке — максимальная повреждаемость, на третьей и четвёртой — минимальная. Более вероятно, что на условия работы коленчатого вала оказывали сильное влияние другие факторы — например, остаточные напряжения, о которых говорилось выше.

Были введены поверхностное упрочнение галтелей вала прокаткой, как у валов дизеля Д100; положение линии вала при производстве и ремонте блока стали контролировать оптическими приборами, а не с помощью фальшвала, который давал большую погрешность. Эти и другие принятые меры смягчили положение с повреждениями валов, но решить задачу окончательно не смогли.

Резюмируя, можно отметить, что *анализ расчётных и опытных данных показал, что существующая конструкция подвесного опорного узла с зубчатым разбёгом была перспективной, для долговечной работы узла «коленчатый вал-подшипники» требовалось усилить подвеску вала, значительно её переработав для исключения деформаций и износа зубчиков, а по коленчатому валу — ввести упрочнение, либо изменить материал вала с чугунного на стальной.*

Конструктивными решениями, принципиально важными для обеспечения безотказной и долговечной работы дизелей второго поколения, следует признать:





1. Выбор эффективной системы охлаждения головки поршня (нагнетательной для 10Д100 и инерционной для 11Д45) с целью равномерного ее остывания по всей поверхности (циркуляционного типа с двумя потоками масла, движущимися симметрично оси камеры сгорания), применение теплопроводного материала (легированный чугун) и антинагарных присадок к моторному маслу.

2. Развитие рабочей поверхности подшипника за счёт исключения канавки в центре, повышение чистоты обработки поверхности шеек коленчатого вала с 8–9 до 4–6 мкм, переход на моторное масло повышенной вязкости.

3. Усиление подвески коленчатого вала для исключения деформаций и износа зубчатого разбёма, применение стального коленчатого вала.

4. Уменьшение тепловых деформаций деталей, примыкающих к цилиндровой втулке — посадочного места рубашки, блока цилиндров, выхлопного коллектора.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В статье представлено исследование проблемы безотказности и ресурса тепловозных дизелей в послевоенный период их разработки. Ретроспективный анализ в заданном авторами методологическом ключе помогает оценить направления и характер конструкторских идей, перспективы развития отраслевого двигателестроения.

Изложенный в двух журнальных частях материал дает основание заключить, что узлы или группы узлов двигателя образуют условные уровни по значимости и влиянию на эксплуатационные характеристики, или ту иерархию, учёт которой целесообразен при создании новых дизелей и модернизации имеющихся. Элементами этой иерархии являются:

- (1) коленчатый вал, опорный узел коленчатого вала в блоке цилиндров, вкладыши подшипников (рабочие);
- (2) поршень, система охлаждения;
- (3) моторное масло, антинагарные присадки;
- (4) цилиндровая втулка.

Закономерен и общий вывод: при разработке новых дизелей необходимо обращать внимание на приоритетность одних узлов по отношению к другим, соотносить технические требования к ним согласно сложившейся иерархии значимости и рисков.

ЛИТЕРАТУРА

1. Фуфрянский Н. А. Перспективы развития и совершенствования тепловозной тяги на железных дорогах СССР // Труды ВНИИЖТ. — Вып. 198. — М., 1960. — С. 4–14.
2. Фуфрянский Н. А. и др. Развитие и совершенствование тепловозной тяги. — М.: Транспорт, 1969. — 304 с.
3. Синенко Н. П., Гринсберг Ф. Г., Половинкин И. Д. и др. Исследование и доводка тепловозных дизелей. — М.: Машиностроение. 1975. — 184 с.
4. Насыров Р. А. Анализ эксплуатационной службы и характер разрушений поршней дизелей 10Д100, 11Д45 и М756 // Труды ВНИИЖТ. — Вып. 316. — М., 1966. — С. 136–145.
5. Абрамов В. В., Насыров Р. А. Надёжность работы поршней дизеля 10Д100 // Труды ВНИИЖТ. — Вып. 461. — М., 1972. — С. 5–10.
6. Насыров Р. А., Германов А. Н., Мирза А. Н., Чичин А. В. Стендовые и эксплуатационные испытания поршней бесшпилечной конструкции на дизелях 2Д100 и 10Д100 // Труды ВНИИЖТ. — Вып. 570. — М., 1977. — С. 4–20.
7. Иванов В. П., Антропов В. С., Савин Н. М. Повышение надёжности втулок цилиндров транспортных дизелей. — М.: Транспорт, 1976. — 176 с.
8. Фофанов Г. А., Ремпель А. И. Исследование причин задира поршней и цилиндрических гильз дизеля 10Д100 // Вестник ВНИИЖТ. — 1971. — № 4. — С. 22–26.
9. Нарских И. И., Володин А. И., Хмелевский А. В. и др. Применение бесканавочных вкладышей подшипников на дизелях типа Д100 // Труды ВНИИЖТ. — Вып. 359. — М., 1968. — С. 70–84.
10. Авторское свидетельство 211228 СССР, МПК F 06с F 06п. Подшипниковый узел / И. И. Нарских, А. И. Володин, Н. А. Буше, Ю. А. Загорянский и др. (СССР). — 1084489/24–6; заявлено 22.06.1966; опубл. 08.11.1968. Бюл. № 7.
11. Нарских И. И., Загорянский Ю. А. Анализ эксплуатационной службы подшипников коленчатых валов дизелей 10Д100, 11Д45 и М765 // Труды ВНИИЖТ. — Вып. 316. — М., 1966. — С. 146–152.
12. Семисаженева А. А. Надёжность работы поршней дизелей 11Д45 // Труды ВНИИЖТ. — Вып. 461. — М., 1972. — С. 11–14.
13. Насыров Р. А., Германов А. Н. Статический тепловой стенд для испытания поршней и результаты исследований на нём // Труды ВНИИЖТ. — Вып. 461. — М., 1972. — С. 34–49.
14. Скок М. Е. Цельнолитые поршни для дизелей 11Д45 и 14Д40 // Труды ВНИИЖТ. — Вып. 570. — М., 1977. — С. 29–32.
15. Терещенко К. И., Лобанов О. И., Конарев Ю. И. Исследование надёжности коленчатых валов дизелей 11Д45 // Труды ВНИИЖТ. — Вып. 637. — М., 1981. — С. 66–84. ●

Координаты авторов: Сиротенко И. В. — sirotenko.igor@vniizht.ru, Гогричани Г. В. — +7(499) 260–41–32. Статья поступила в редакцию 02.07.2014, актуализирована 09.09.2014, принята к публикации 15.10.2014.