На правах рукописи

Никишин Вячеслав Николаевич

ФОРМИРОВАНИЕ И ОБЕСПЕЧЕНИЕ ПОКАЗАТЕЛЕЙ КАЧЕСТВА АВТОМОБИЛЬНЫХ ДИЗЕЛЕЙ НА СТАДИИ ИХ ПРОЕКТИРОВАНИЯ И ДОВОДКИ

Специальность:
05.04.02 – Тепловые двигатели
01.02.06 – Динамика, прочность машин, приборов и аппаратуры

А в т о р е ф е р а т
диссертации на соискание ученой степени доктора технических наук

Москва - 2007

Работа выполнена в Камской государственной инженерно-экономической академии и ОАО «КАМАЗ»

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор, заслуженный деятель науки РФ Чайнов Николай Дмитриевич

доктор технических наук, профессор Яманин Александр Иванович

доктор технических наук, профессор Фомин Валерий Михайлович

Ведущая организация: ОАО «АМО ЗИЛ»

Защита состоится «_17»_мая 2007 г. в 14 часов на заседании Диссертационного Совета Д 212.141.09 при Московском Государственном техническом университете им. Н.Э. Баумана по адресу:
107005, Москва, Рубцовская наб. д.5/18,
Учебно-лабораторный корпус, ауд. 947

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Московского государственного технического университета им. Н.Э. Баумана.

Ваши отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенные печатью учреждения, просим направлять по адресу: 105005, Моска, 2-я Бауманская ул., д. 5, МГТУ им. Н.Э. Баумана, ученому секретарю Диссерта Совета Д 212.141.09

Автореферат разослан «02» апреля 2007 г.

НТБ МГТУ им. Н.Э. Баумана
1782583
Никишин В.Н. Формирование

Ученый секретарь
диссертационного Совета
к.т.н., доцент Тумашев Р.З.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность проблемы. В настоящее время в стране существует проблема производства высококачественной автомобильной техники. В «Концепции развития автомобильной промышленности до 2010 г.» отражены взгляды на расширенный выпуск автомобильных компонентов высокого уровня. Система мониторинга качества автомобильных компонентов основывается на достоверной информации о фактическом уровне качества в реальной эксплуатации. За критерии уровня качества автомобильного двигателя приняты уровень рекламаций по дате выпуска двигателя и уровень дефектности в производстве.

Процессы формирования и обеспечения качества является комплексными. Под формированием качества понимаем процессы, отвечающие за разработку и постановку изделия на производство. Под обеспечением качества понимаем процессы, отвечающие за производство изделия и его мониторинг. Общеизвестно, что около 80% всех дефектов обусловлены недостаточным планированием конструирования и подготовки производства. Около 60% всех рекламаций в гарантийный период обусловлены несовершенством разработки. Исходя из этого, наиболее важная и глобальная задача качества должна формироваться на стадии проектирования и доводки изделия и обеспечиваться в производстве.

Самый сложный и образующий механизм поршневого двигателя это кривошипно-шатунный механизм (КШМ). Уровень отказов, приходящихся на КШМ, может составлять 50÷85% от отказов в целом дизеля. КШМ является весьма нагруженным механизмом. Нагрузки на КШМ носят взрывной или ударный характер. Это определяет показатели качества дизеля по надежности, экономичности и экологическим характеристикам. Форсирование дизелей сопровождается значительным повышением максимального давления сгорания топлива. При этом требования по надежности (заданному ресурсу) также возрастают. Объем выпуска высокофорсированных автомобильных дизелей и количество их в эксплуатации постоянно увеличиваются, поэтому следует ожидать, что решение проблемы формирования и обеспечения высокого качества автомобильного дизеля может принести значительный технико-экономический эффект.

В связи с тем, что сложная научно-техническая проблема формирования и обеспечения качества автомобильных дизелей решена не полностью, тема диссертации является актуальной. Создание эффективной системы менеджмента качества на основе МС ИСО серии 9000: 2000 способствует формированию и обеспечению высоких и стабильных показателей качества.

Цель исследования. Формирование и обеспечение показателей качества автомобильных дизелей на стадии их проектирования и доводки.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

– на основе статистического анализа информации об эксплуатационной надежности автомобильных дизелей КамАЗ, выявить роль КШМ, как особо ответственного механизма, в формировании и обеспечении качества дизеля;

– разработать требования, предъявляемые к КШМ по формированию и обеспечению высоких показателей качества;

– разработать систему формирования качества КШМ, как особо ответственного механизма, на стадии проектирования и доводки автомобильных дизелей;

– разработать методики ускоренной оценки качества конструкции и технологии производства КШМ, адекватно отражающие условия эксплуатации;

– выполнить комплексную оценку качества конструкции и технологии изготовления КШМ;

– разработать и внедрить систему менеджмента качества автомобильного дизеля в соответствии с МС ИСО 9001: 2000.

Объектами исследования являются: КШМ семейства автомобильных дизелей КамАЗ и система менеджмента качества (СМК) на примере ОАО «КАМАЗ-Дизель».

Предмет исследований. Методы формирования и обеспечения показателей качества автомобильных дизелей на примере КШМ, как особо ответственного механизма дизеля.

Методы исследований. Решение поставленных задач базируется на информации об уровне качества двигателей в эксплуатации; методах исследования динамических процессов сгорания топлива; методах анализа динамической нагруженности деталей КШМ с учетом зазоров в соединениях; численных и экспериментальных методах исследования теплового, напряженно-деформированного состояния (НДС) деталей КШМ; экспериментальных методах исследования гидродинамики подшипников скольжения; методах испытаний на усталость деталей КШМ; методах испытаний двигателя на безотказность в стендовых и эксплуатационных условиях.

Достоверность и обоснованность принятых в диссертационной работе решений подтверждается полнотой и обстоятельностью анализа известных методов проектирования и доводки дизелей; корректностью выбора граничных условий при исследовании теплового и НДС деталей КШМ; достаточной адекватностью используемых математических моделей исследуемым объектам; согласованностью теоретических результатов с результатами экспериментальных исследований; внедрением разработанных методов проектирования на автомобильных заводах; публикацией и апробацией основных положений работы на международном и всероссийском уровнях; результатами эксплуатации двигателей с реализованными в конструкции техническими решениями диссертационной работы, а также сертификацией СМК в органах ГОСТ Р и TUV CERT.

Научная новизна диссертационного исследования заключается в комплексном подходе к формированию и обеспечению показателей качества автомобильных дизелей. За показатели качества приняты уровень рекламаций в эксплуатации и уровень дефектности в производстве.

В результате проведенных научно-исследовательских, конструкторских и технологических мероприятий обеспечен переход ОАО «КАМАЗ-Дизель» на 100% выпуск дизелей повышенной надежности и экологически безопасных.

В том числе проведен значительный объем научно-исследовательских, конструкторских и технологических мероприятий по повышению качества КШМ, как особо ответственного механизма. Данное направление выразилось в следующих разработках:

1. Разработаны и обоснованы математические модели динамических и ударных нагрузок в КШМ с учетом зазоров, угловых колебаний коленчатого вала. Угловые колебания коленчатого вала увеличивают потери на трение, расход топлива и масла, вибрации, шум и ударные нагрузки до 50 раз.

2. Разработаны методики и стенды ускоренных испытаний шатуна и шатунного болта, подшипников скольжения, поршня, привода масляного насоса, коленчатого вала, газового стыка адекватно отражающие их условия работы на двигателе. Коэффициент ускорения испытаний равен 4÷10.

3. Выполненные научно-исследовательские работы, внедренные конструкторские и технологические мероприятия, позволили снизить уровень отказов по КШМ в 9 раз к отказам дизеля в целом.

Практическая ценность. Внедрение в практику проектирования, доводки и производства автомобильных дизелей закономерностей, выявленных в ходе исследований, разработанных методик исследования, конструкторско-технологических рекомендаций, СМК на основе процессного подхода в соответствии с МС ИСО 9001: 2000 позволяет формировать и обеспечивать высокое качество КШМ.

Реализация результатов. Разработанные методики и результаты теоретических исследований используются в ОАО «КАМАЗ» при выполнении опытно-конструкторских работ по созданию высокофорсированных дизелей КамАЗ. Разработанные рекомендации и научные положения диссертации реализованы в конструкциях серийно выпускаемых дизелей КамАЗ.

Разработанная СМК в соответствии с МС ИСО 9001: 2000 успешно функционирует в ОАО «КамАЗ-Дизель».

Апробация работы. Основные положения работы докладывались на Всесоюзной НТК «Современные проблемы кинематики и динамики ДВС» (Волгоград, 1985); на Всесоюзном НТС «Динамика и прочность автомобиля» (Москва 1986); на V республиканской НТК КАМАЗ-КамПИ (Набережные Челны, 1986); на НТ и НМК, посвященной 50-летию МАМИ (Москва, 1989); на VI Международном научно-практическом семинаре «Совершенствование мощностных, экономических и экологических показателей ДВС» (Владимир, 1997); на Международной НТК к 90-летию подготовки в МГТУ им. Баумана специалистов по ДВС «Двигатель-97» (Москва, 1997); на XVI—й военно-технической конференции «Вопросы совершенствования боевого применения и разработок артиллерийского вооружения и военной техники» (Казань, 1999); на Международном научном симпозиуме, посвященном 60-летию воссоздания МАМИ (Москва, 1999); на III международной НТК «Автомобиль и техносфера» (JCATS' 2003) (Казань, 2003), на Международном симпозиуме, посвященном 175-летию МГТУ им. Н.Э. Баумана «Образование через науку» (Москва, 2005).

Публикации. По теме диссертации опубликована 60 работ, из них 1 монография, 29 научных статей, 4 учебных пособия, 26 тезисов и 1 отчет НИР.

Структура и объем диссертации. Диссертация состоит из введения, шести глав, выводов и списка используемой литературы. Общий объем диссертационной работы 376 страниц машинописного текста, включающего 294 рисунка, 46 таблиц и список использованной литературы из 300 наименований.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность темы диссертации, определены объекты исследований, приводится постановка задачи и краткая аннотация содержания работы, дана оценка новизны, достоверности и практической ценности полученных результатов, сформулированы защищаемые положения.

В первой главе проанализированы основные направления и проблемы формирования и обеспечения качества автомобильного дизеля на примере дизелей КамАЗ. Особое внимание уделено анализу качества КШМ. За показатели качества приняты уровень рекламаций в условиях реальной эксплуатации по дате выпуска продукции и уровень дефектов в производстве. Начиная с 1999 г. на КАМАЗе началось производство дизелей повышенной надежности и экологически безопасных, соответствующих нормам ЕВРО – 1 и 2 (рис. 1). Количество наименований дефектов, входящих в диапазон 90%, находилось в диапазоне 15÷20 дефектов. Из них на детали КШМ приходилось около 10, что подтверждает важность направлений исследовательских работ по КШМ, как особо ответственного механизма дизеля.

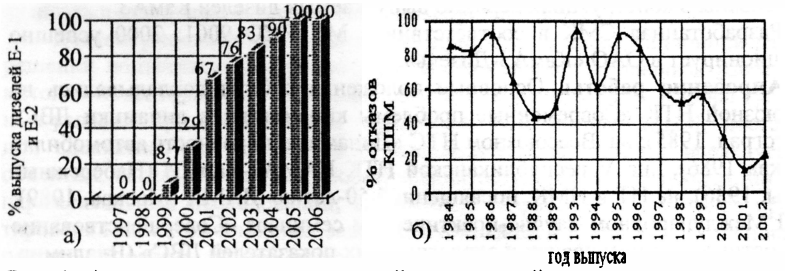


Рис. 1. а) – динамика выпуска дизелей повышенной надежности и экологически безопасных (ЕВРО – 1, 2); б) – динамика уровня отказов КШМ к отказу дизеля в целом

Рассмотрены требования, предъявляемые к формированию и обеспечению качества КШМ. В основу формирования качества КШМ положены критерии по оценке: динамических процессов, протекающих в камере сгорания; уровня тепловой напряженности; деформаций, прочности и жесткости; динамических нагрузок от перекладок в зазорах и резонансных колебаний; гидродинамических режимов работы подшипников скольжения; виброактивности и шума.

Во второй главе рассмотрены особенности динамических процессов, протекающих в КШМ, приведены математические модели, результаты расчетов и экспериментальных исследований. Анализ показал, что КШМ дизеля является наиболее активным источником ударных процессов. Воздействия сил давления газов на КШМ по существу являются ударными. В узких объемах камеры сгорания могут возникать ударные импульсы – пульсации давлений, которые достигают 10÷15 бар. Резонансная частота пульсаций давления газов находится в пределах 7÷8 кГц (рис. 2). Пульсации высокого давления газов вызывают вибрации гильз цилиндров и шум дизеля в области наибольшей громкости и наибольшей неприятности для человека.

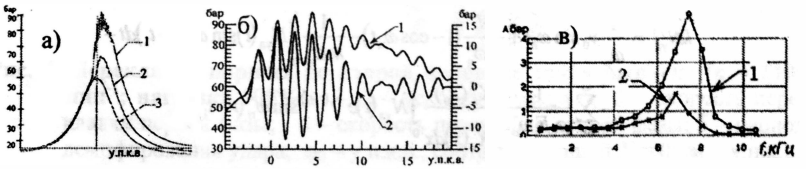


Рис. 2. а) – индикаторные диаграммы: 1 – полная подача топлива; 2 – холостой ход; 3 – прокрутка; **б) – пульсации давлений:** n = 2600 мин$^{-1}$, нагрузка 75%; 1 – исходная кривая; 2 – сглаженная кривая; **в) – спектры пульсаций давления:** 1 – 2600 мин$^{-1}$, нагрузка 100%; 2 – 2600 мин$^{-1}$, нагрузка 70%

Неравномерность угловой скорости вращения и резонансы угловых колебаний коленчатого вала оказывают значительное влияние на динамические нагрузки дизеля и их необходимо учитывать. Получено выражение угловой скорости с учетом неравномерности вращения и угловых колебаний коленчатого вала

$$\omega_{\Sigma i}=\frac{1}{6I_m n}\left[\frac{M_{\Sigma i}-M_{i-1}}{2}(\varphi_i+\varphi_{i-1})-M_c(\varphi_i-\varphi_{i-1})\right]+\omega_{\Sigma i-1}+\sum_{0,5}^{k}k\omega_c\varphi_{крak}\cos\left(\frac{k\omega_c}{6n}\varphi_i+\varphi_{0k}\right),$$

где $M_{\Sigma i}$ – суммарный крутящий момент; M_c – суммарный момент сопротивления; I_m – момент инерции всех вращающихся масс относительно оси коленчатого вала; ω_c – средняя угловая скорость вращения коленчатого вала; n – частота вращения коленчатого вала, мин$^{-1}$; $\Delta\varphi = (\varphi_1-\varphi_0)$ – интервал угла поворота коленчатого вала, на котором производится интегрирование; i – 1,2,3..720/$\Delta\varphi$; k – номер итерации; $\varphi_{крak}$ – амплитуда угловых колебаний колена вала; $\omega_в$ – частота вынужденных угловых колебаний; φ_0 – фаза.

Получена скорость перекладки поршня с учетом сил сопротивления

$$V_y=\frac{t_\delta^2\dot{N}}{2m}-\frac{t_\delta P_{кп}}{m}+y\left(\frac{ct_\delta^2\dot{N}}{2I_{O1}}-\frac{t_\delta M_{пп}}{I_{O1}}\right)-y\frac{t_\delta^2\dot{P}_г}{4I_O},$$

где t_δ – время перекладки; $\dot{N}$ – скорость изменения силы N за время перекладки; m – масса возвратно-поступательно движущихся частей КШМ; $P_{кп}$ – сила трения поршневых колец и канавок поршня; $M_{пп}$ – момент трения поршневого пальца; I_{O1} – момент инерции поршневого комплекта относительно центра масс; I_O – момент инерции поршневого комплекта относительно оси поршневого пальца; c – расстояние от оси поршневого пальца до цен-

тра масс; y – расстояние от центра масс O_1; $P_г$ – сила давления газов над поршнем.

Угол поворота поршня в момент выбора зазора нижней кромкой

$$\varphi = \frac{\delta cm}{I_{O1} + cmH},$$

где δ – зазор поршень-цилиндр; H – расстояние от центра масс до нижней кромки юбки.

В результате перекладки поршня происходит удар по гильзе цилиндра. Сила соударения $N_{уд}$ может быть определена с учетом колебаний поршня, гильзы цилиндра и местных деформаций по выражению

$$kN_{уд}^{2/3} = \frac{1}{\omega_п} v_0 \sin\omega_п t + \frac{N}{m\omega_п^2}(1-\cos\omega_п t) - \frac{1}{m\omega_п}\int_0^t N_{уд}(t)\sin\omega_п(t-t_1)dt -$$

$$-\sum_{i=1}^{\infty}\frac{1}{\rho_г F_г \omega_{гi}^*}\frac{X_i^2(x_0)}{\int_0^l X_i(x)dx}\int_0^t N_{уд}(t)e^{-n_г(t-t_1)}\sin\omega_{гi}^*(t-t_1)dt_1,$$

где $\rho_г$ – плотность материала гильзы; $F_г$ – площадь поперечного сечения гильзы; x_0 – координата приложения силы удара; v_0 – скорость поршня в момент удара; $\omega_п$ – частота собственных колебаний стенки юбки поршня; $\omega_г$ – частота собственных колебаний гильзы цилиндра; $n_г$ – коэффициент демпфирования гильзы; k – коэффициент зависящий от характеристик контактируемых тел; $X_i(x)$ – собственные функции.

Анализом выявлено, что сила соударения $N_{уд}$ превышает боковую силу N в 2÷10 раз, и зависит от скорости соударения, величины боковой силы N и радиуса кривизны бочкообразного профиля поршня (рис. 3).

Анализ экспериментальных данных показал, что радиальное движение поршня обусловлено изменением направления силы N и является сложным. Свободное движение поршня начинается не сразу с изменением знака силы N, для этого необходимо преодолеть силы и моменты сопротивления. Начало свободного движения поршня запаздывает от изменения силы N на 10÷27° у.п.к.в. (рис. 4).

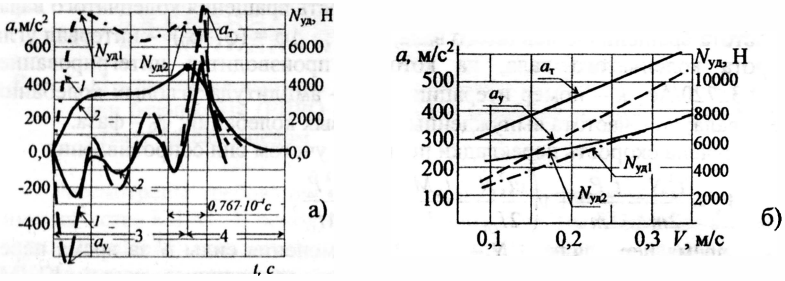


Рис. 3. Зависимости силы соударения $N_{уд}$ и ускорения колебания гильзы: а) – по времени: 1 и 2 – соответственно скорость перекладки поршня 0,35 и 0,13 м/с; 3 и 4 – соответственно активный и пассивный периоды удара;
б) – от скорости перекладки поршня

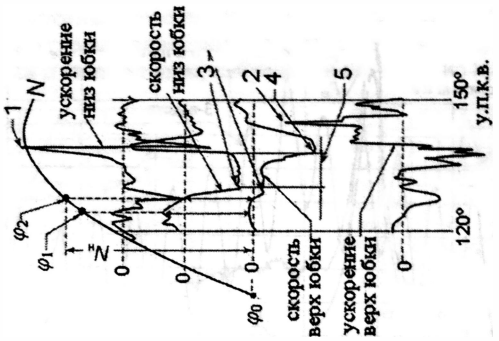


Рис. 4. Перекладка поршня во второй половине такта выпуска (n = 2100 мин$^{-1}$; нагрузка 100%): 1, 2 – ускорение удара $a_т$; 3 – скорость перекладки первой фазы; 4 – скорость перекладки второй фазы; 5 – период демпфирования удара; φ_0 – у.п.к.в., соответствующий $N = 0$; φ_1 – у.п.к.в., соответствующий началу перекладки; φ_2 – у.п.к.в., соответствующий началу свободного поперечного движения поршня

Скорость центра масс при перекладке определяется выражением

$$V_{01} = \frac{t_\delta^2 \dot{N}}{2m} - \frac{t_\delta P_{кп}}{m}.$$

Свободное поперечное движение поршня с учетом сопротивлений начнется в момент времени, когда

$$\frac{t_н \dot{N}}{2} \geq P_{\Sigma сопр}, \quad \text{откуда} \quad P_{\Sigma сопр} = N_н / 2,$$

где $t_н$ – время начала свободного поперечного движения поршня, отсчитываемое от момента смены знака силы N; $N_н = t_н \cdot \dot{N}$ – значение силы N в момент начала свободного поперечного движения поршня.

На нерабочих ходах поршня значение суммарного сопротивления $P_{\Sigma сопр}$ = 300÷1000 Н; на рабочем ходе соответственно $P_{\Sigma сопр}$ = 1600÷1900 Н.

Экспериментально зафиксированы продольные колебания шатуна (рис. 5). Анализ показал, что максимальные усилия продольного сжатия шатуна возникают в период сгорания топлива при 4÷10° у.п.к.в. после ВМТ. Частота продольных колебаний находится в узком диапазоне 2150÷2250 Гц и не совпадает с частотой пульсаций давления газов (рис.6). Данные колебания шатуна являются собственными колебаниями, которые вызываются импульсом от быстрого повышения давления сгорания топлива. Максимальное усилие сжатия шатуна мало зависит от частоты вращения коленчатого вала (рис. 7). Коэффициент динамичности находится в пределах $k_д$ = 1,15÷1,22.

Экспериментальная кривая ускорения шатуна отличается от теоретической кривой на 125 м/с^2 или 6,5% без нагрузки и на 700 м/с^2 или 42% при полной нагрузке (рис. 8). Анализ показывает, что кривая ускорения насыщена высокочастотными составляющими и ударными импульсами. Шатун воспринимает ударные нагрузки, вызываемые процессом сгорания топлива и перекладками в зазорах.

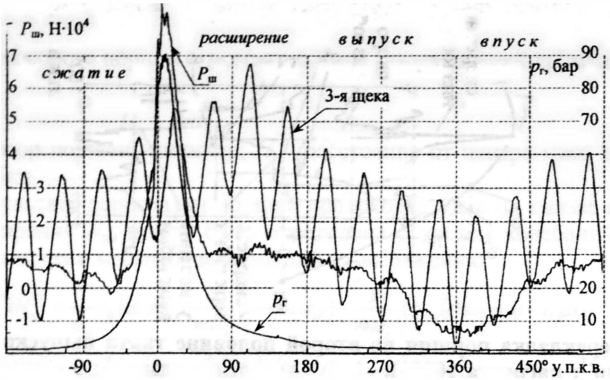


Рис. 5. Осциллограммы давления газов, усилия вдоль оси шатуна и угловых колебаний коленчатого вала на резонансном режиме: n = 1997 мин$^{-1}$

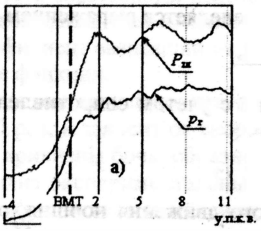


Рис. 6. Продольные деформации шатуна и пульсации давления газов: n = 1607 мин$^{-1}$

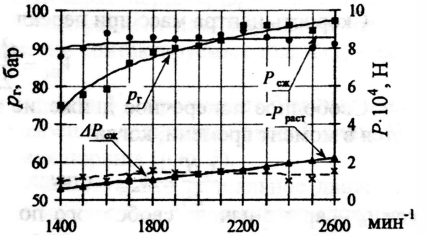


Рис. 7. Силы сжатия ($P_{сж}$), растяжения ($P_{раст}$) шатуна, двойная амплитуда пульсаций ($\Delta P_{сж}$) и давление газов

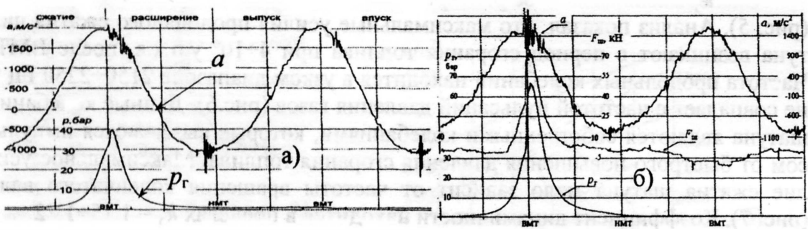


Рис. 8. Ускорение, сила вдоль оси шатуна и давление газов:
а) – n = 1500 мин$^{-1}$; нагрузка 0%; б) – n = 1400 мин$^{-1}$; нагрузка 100%

Угловые колебания коленчатого вала оказывают значительное влияние на шум дизеля и вызывают дополнительные нагрузки на привод от коленчатого вала (рис. 9). Угловые колебания с частотой 260 Гц приводят к возник-

новению высокочастотных колебаний и шума с частотой 1000÷2500 Гц. Установка демпфера угловых колебаний коленчатого вала устраняет резонанс угловых колебаний и снижает шум, вибрацию и нагрузки на привод.

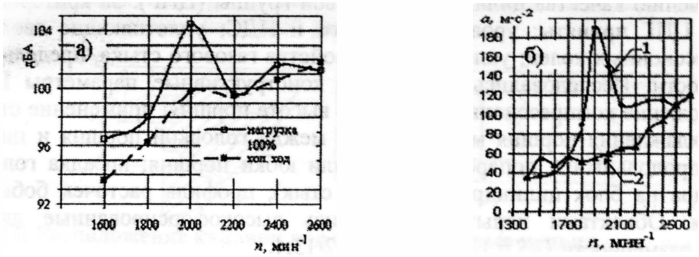


Рис. 9. а) – уровни звукового давления дизеля КамАЗ-7403; б) – виброускорение привода масляного насоса: 1, 2 – соответственно без демпфера и с демпфером угловых колебаний коленчатого вала

Разработана математическая модель соударения зубьев шестеренчатого привода от угловых колебаний коленчатого вала с учетом колебаний зуба и деформаций в зоне удара. Анализ результатов расчета показал, что сила удара при резонансе угловых колебаний коленчатого вала больше в 50÷60 раз, чем без учета угловых колебаний. Расчетное и экспериментальное значение силы удара отличается на 5% (рис. 10, а). Расчетным и экспериментальным исследованиям подверглись следующие параметры зубчатого зацепления: величина угла закрутки носка коленчатого вала; применение демпфера угловых колебаний коленчатого вала; момент инерции ведомой шестерни; материал ведомой шестерни; зазор в зацеплении. Самым эффективным мероприятием является установка демпфера угловых колебаний коленчатого вала (рис. 10, б).

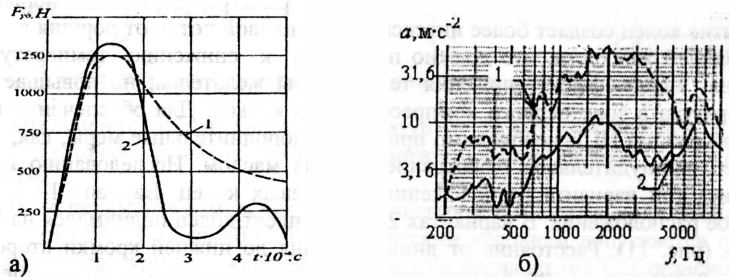


Рис. 10. а) – сравнение результатов расчета и эксперимента: 1 – расчет; 2 – эксперимент; **б) - спектр вибраций масляного насоса:** n=1925 мин$^{-1}$; 1 – без демпфера; 2 – с демпфером угловых колебаний

Разработанные мероприятия, с учетом угловых колебаний коленчатого вала, позволили поднять запас прочности зуба с 1 до 2,2 и обеспечить высо-

кое качество привода масляного насоса, подтвержденное стендовыми и эксплуатационными испытаниями.

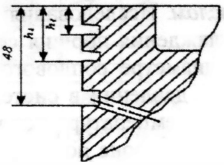
В третьей главе рассмотрен современный подход к формированию и обеспечению качества цилиндро-поршневой группы (ЦПГ). За критерии качества ЦПГ приняты: уровень теплового и НДС; уплотняющие свойства компрессионных колец; уплотняющие свойства газового стыка, пределы выносливости. Исследовались следующие конструктивные параметры ЦПГ: расположение компрессионных колец по высоте поршня; применение струйного охлаждения поршня маслом; зазор между головкой поршня и цилиндром; продольный и поперечный профили юбки поршня; посадка головки цилиндра на блок цилиндров (газовый стык); профиль расточек бобышек поршня. Объектами испытаний являлись высокофорсированные дизели КамАЗ размерности D/S = 12/12 и D/S = 12/13,4.

Тепловая нагрузка в ряде случаев может быть решающей, ограничивающей возможности дальнейшего форсирования дизеля. Тепловая нагрузка также определяет формы деталей, влияющих на надежность, экономичность и экологические характеристики. К ним можно отнести профили поршня в продольном и поперечном сечениях, расположение поршневых колец, профиль отверстия под поршневой палец, профиль кольцевых канавок в горячем состоянии и т.д.

Известно, что от величины объема между головкой поршня и цилиндром зависит топливная экономичность и экологические характеристики двигателя. Данный объем определяется зазором между головкой поршня и цилиндром и расстоянием от днища поршня до первого компрессионного кольца. Величина зазора во многих работах рассматривается также с точки зрения расхода масла и полирования зеркала цилиндра. Величина зазора определяет давление на первое и второе кольцо, потери на трение и тепловое состояние поршня.

Поднятие колец увеличивает силу трения поршневых колец о торцы кольцевых канавок и тем самым изменяет параметры перекладки поршня. Поднятие колец создает более интенсивный тепловой поток от поршня к охлаждающей жидкости, что должно приводить к снижению температуры поршня. Такой эффект снижения температуры желателен, но повышается температура в зоне первого компрессионного кольца. Для обеспечения надежной работы ЦПГ необходимо принимать дополнительные меры, как, например, принудительное охлаждение поршня маслом. Исследованию подверглись три варианта расположения поршневых колец. Вариант 1– стандартное расположение. В вариантах 2 и 3 комплект колец поднимался на 8 и 12 мм (рис. 11). Расстояние от днища поршня до нижней кромки второго кольца равнялось 37 мм. Анализ расчетных исследований выявил. Температура в зоне первого компрессионного кольца находится на уровне 195÷220°С. Максимальный перепад температуры по толщине днища составляет 22°С (рис. 12). При поднятии колец на 8 мм максимальная температура на кромке камеры сгорания снижается на 14°С. По высоте поршня температура перераспределяется: в зоне головки поршня температура снижается на 5÷20°С; по юбке несколько увеличивается на 5÷10°С. Дальнейшее максимально возможное поднятие колец на 12 мм не приводит к снижению температуры днища

поршня. При поднятии колец, не смотря на улучшение в целом теплового состояния поршня, условия работы первого компрессионного кольца ужесточились. Температура повысилась на 17÷20°С и стала равняться 212÷239°С. Данный уровень температур без принятия дополнительных мер вызывает проблемы обеспечения надежной работы ЦПГ.



Вариант	h_1, (мм)	h_2, (мм)	$h_2 - h_1$, (мм)
1	25	37	12
2	17	29	12
3	13	25	12
4	17	25	8

Рис. 11. Расположение канавок под компрессионные кольца

При поднятии компрессионных колец с повышением температуры в зоне колец, возрастает тепловой поток, идущий через компрессионные кольца с 21,5 до 26,3%. Происходит небольшое, порядка нескольких процентов, перераспределение отводимых тепловых потоков. Количество тепла, отводимого через юбку, снижается с 28,0 до 24,8% соответственно через внутреннюю поверхность с 11,0 до 8,3%, через огневую перемычку с 22,8 до 14,4%.

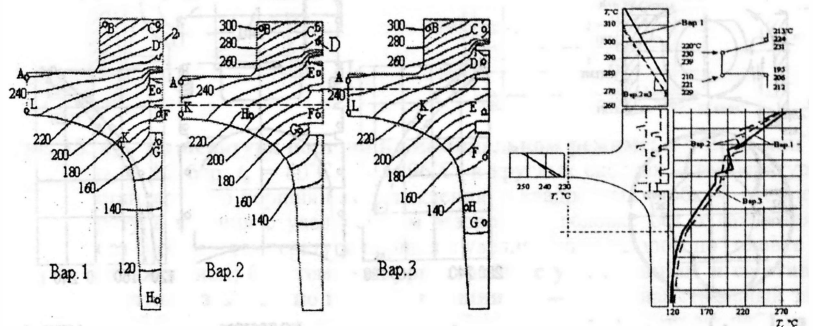


Рис. 12. Рассчитанное температурное поле трех вариантов поршня

Отклонение рассчитанных температур от экспериментальных в контрольных точках составило 0÷4°С, что можно считать вполне удовлетворительным.

В эксперименте измерения проводились при температуре охлаждающей жидкости 80°С и масла 90°С. По техническим условиям допускается повышение температуры охлаждающей жидкости и масла до 105°С. Согласно экспериментальным данным влияние температуры масла в диапазоне 70÷100°С на температуру неохлаждаемого поршня находится в пределах точности измерений 2÷3°С. Температура охлаждающей жидкости оказывает существенное влияние на температуру деталей ЦПГ. Для двигателя КамАЗ-7405 на номинальном режиме работы на каждые 10°С повышения температуры охлаждающей жидкости температура поршня повышается: в районе верхней канавки на 5÷6°С; на кромке камеры сгорания на 7÷8°С. Следовательно, при тем-

пературе 105°С охлаждающей жидкости в блоке цилиндров, температура на поверхности верхнего торца первой канавки составит: вариант 1 – 246÷252°С; вариант 2 – 257÷262°С; вариант 3 – 263÷267°С. Данный уровень температур является высоким и может вызвать проблемы обеспечения надежной работы ЦПГ. Поэтому необходимо предусмотреть принудительное охлаждение поршня маслом.

Принудительное охлаждение поршня маслом. Исследованиями установлено, что оптимальный расход масла для охлаждения поршня составляет 4 л/мин. Данный расход обеспечивается при диаметре соплового отверстия форсунки 2 мм, с ограничительным клапаном, давлении в системе 4 бар и температуре масла 95°С. При данных условиях температура поршня снижается на 14÷28°С (рис. 13). Температура юбки на стороне подачи масла ниже на 9°С, чем на стороне слива. По головке поршня существенной разницы температур между сторонами не обнаружено ввиду ее массивности. Струйное охлаждение маслом более эффективно в нижней части юбки поршня и со стороны подачи масла, то есть равномерное охлаждение не обеспечивается.

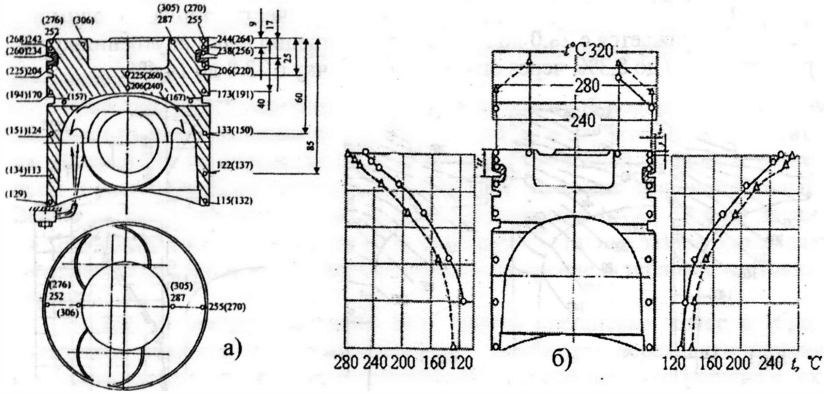


Рис. 13. а) – температура поршня с поднятыми кольцами: n = 2200 мин$^{-1}$; p_e = 9,2 бар; $t_м$ = 95°С; $Q_м$ = 4 л/мин; в скобках – без охлаждения маслом; без скобок – с охлаждением маслом;
б) – температура вдоль образующей поршня:
o—— – с охлаждением маслом; Δ— — – без охлаждения

По частоте вращения коленчатого вала эффективность охлаждения поршня различна и изменяется от 10 до 20÷25°С (рис. 14). С увеличением среднего эффективного давления эффективность охлаждения поршня растет (рис. 14).

Увеличенный зазор между головкой поршня и цилиндром. Увеличение диаметрального зазора с 1,0 до 1,4 мм поршня приводит к значительному повышению теплового состояния поршня. На периферии головки поршня и над вставкой под первое кольцо температура повышается на 35÷43°С (рис. 15).

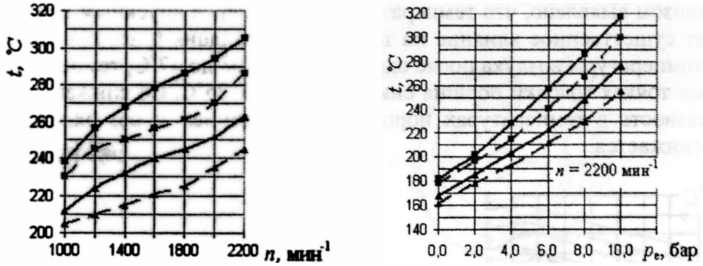


Рис. 14. Температура поршня с поднятыми кольцами: ■ – кромка камеры сгорания; ▲– над первым кольцом во вставке; ——— – без охлаждения; — — — – с охлаждением маслом

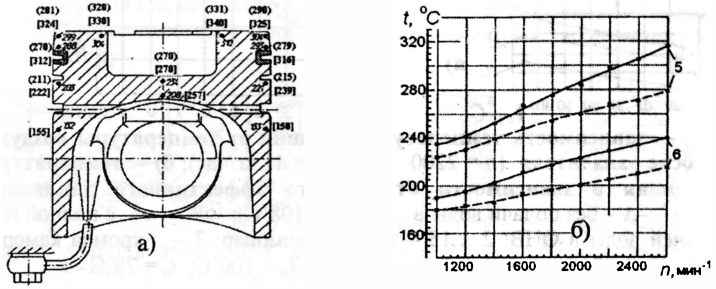


Рис. 15. а) - температура поршня на номинальном режиме: n = 2600 мин$^{-1}$, p_e = 8,2 бар, $t_в$ = 80°С, $t_м$ = 96°С; в круглых скобках – температура стандартного поршня без охлаждения; в квадратных скобках – температура поршня с увеличенным зазором по головке без охлаждения; без скобок – температура поршня с увеличенным зазором по головке с охлаждением; **б) - температура поршня с увеличенным и со стандартным зазором по головке поршня:** — — — – диаметральный зазор 1,0 мм; ——— – диаметральный зазор 1,4 мм; 5 – термопара над вставкой; 6 – термопара под вторым кольцом

На кромке камеры сгорания повышение температуры значительно ниже и составляет 9÷10°С. Повышение температуры происходит в результате увеличения расхода горячих газов из камеры сгорания до первого компрессионного кольца. При этом уменьшается теплоотвод от поршня к гильзе цилиндра в горячей зоне головки поршня. Температура над вторым кольцом возрастает на 11÷24°С. Температура в центре камеры сгорания при этом не изменяется. Увеличение диаметрального зазора с 1,4 до 1,84 приводит к дальнейшему росту температуры на кромке камеры сгорания на 10°С, над первым кольцом на 26°С. Перепад температуры от кромки камеры сгорания к периферии поршня составил 8°С, а на поршне с зазором 1,4 мм 25÷30°С. Эффективность струйного масляного охлаждения поршня с увеличенным зазором по головке несколько больше (на 5÷6°С), чем со стандартным профилем.

Анализом выявлено, что температура воздуха перед впускным клапаном оказывает существенное влияние на температуру поршня (рис. 16). Со снижением температуры воздуха после охладителя от 108 до 47°С, температура в различных точках головки поршня снижается на 20÷25°С. Со снижением нагрузки разность в температурах поршня с охлаждением и без охлаждения воздуха снижается.

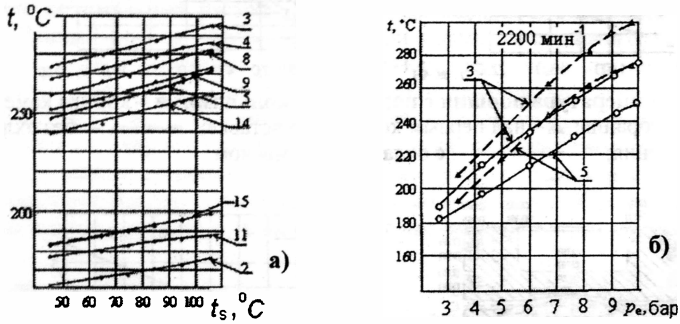


Рис. 16. а) – зависимость температуры поршня от температуры воздуха после охладителя (n = 2200 мин$^{-1}$; $G_т$ = 41 кг/час); **б) – температура поршня в зависимости от среднего эффективного давления:** **Δ – – –Δ** – без подачи воды в ОНВ (t_s = 108°С); o —— o – с полной подачей воды в ОНВ; 2….15 – номера термопар; 3 – кромка камеры сгорания; 5 – над вставкой (t_s = 47°С); $t_м$ = 100°С; $t_в$ = 78°С

Анализ показал, что температуры поршня и гильзы цилиндра по окружности распределены неравномерно (рис. 17). На кромке камеры сгорания поршня температура более равномерная, чем на периферии. Перепад температур по кромке камеры сгорания составляет 8°С, над вставкой до 20°С. В плоскости оси поршневого пальца температура выше, чем в перпендикулярной, разница составляет около 10°С. Температурное поле по кромке камеры сгорания смещено в сторону выпускного клапана. Расчеты теплового и напряженно деформированного состояния поршня необходимо проводить в трехмерной постановке с выбором соответствующих граничных условий.

Дизель размерности (*S/D* = 13,4/12). Рассматривается стационарное термонапряженное состояние поршня в объемной постановке от теплового и механического нагружения. Правильность выбора граничных условий контролировалась по контрольным температурным точкам. Удовлетворительное совпадение расчетных и экспериментальных температур в контрольных точках подтверждает достоверность принятых в расчете граничных условий (рис. 18).

Максимальная температура получена на кромке камеры сгорания и равняется 341°С. Перепад температур в центре днища поршня составляет 62°С, что говорит о высоком градиенте температур в этой области. Неравномерность теплового нагружения по днищу поршня выглядит следующим образом:

– по кромке камеры сгорания температура изменяется от 309 до 341°С;

– по кромке днища температура изменяется от 291 до 321°С.

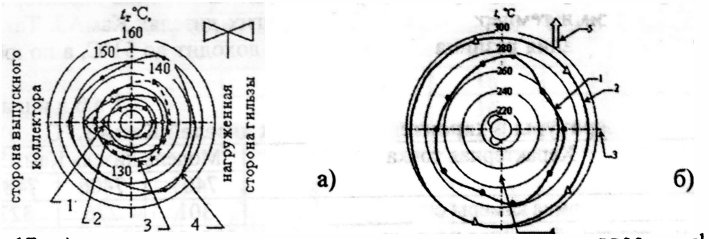


Рис. 17. а) – температурное поле гильзы цилиндра при n = 2200 мин$^{-1}$: 1– h = 70 мм, p_e = 4,65 бар; 2 – h = 25 мм, p_e = 4,65 бар; 3 – h = 70 мм, p_e = 8,91 бар; 4 – h = 25 мм, p_e = 8,91 бар; **б) – температурное поле днища поршня (n = 2200 мин$^{-1}$, p_e = 9,2 бар):** 1 – по периферии головки поршня над вставкой; 2 – по кромке камеры сгорания; 3 – нагруженная сторона поршня; 4 – ось поршневого пальца; 5 – направление к вентилятору

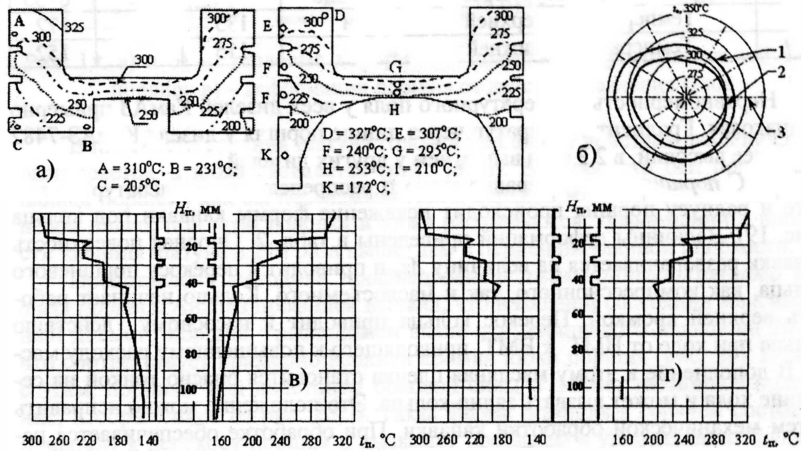


Рис. 18. а) – изолинии температур поршня и контрольные точки; б) – температурное поле по днищу поршня; в) – температура по образующей поршня в плоскости качания шатуна; в) – температура по образующей поршня в плоскости оси поршневого пальца; 1 – кромка камеры сгорания; 2 – кромка днища; 3 – ось поршневого пальца

Максимум температурного поля смещен в сторону выпускного клапана. Перепад температур от кромки камеры сгорания к периферии огневого днища поршня составляет 10÷20°С. В районе первого компрессионного кольца максимальная температура достигает 300°С. Перепад температур над вставкой и под вставкой под первое компрессионное кольцо составляет 54÷66°С, теплоперепад через второе кольцо ниже на 28÷33°С. Температура верхней части юбки поршня равна 170÷190°С, нижней части – 152°С.

Результаты сравнительного анализа температур дизелей КамАЗ сведены в табл. 1. Температурное состояние поршня дизеля КамАЗ-7482 характеризуется более высокими температурами, чем на других дизелях КамАЗ. Так по кромке камеры сгорания разница в температурах доходит до 51°С, а по юбке до 20÷40°С.

Таблица 1

Температуры в характерных точках дизелей КамАЗ, °С

№ точки	Характерная точка	Модель дизеля КамАЗ		
		7405	7406	7482
1	Кромка камеры сгорания	301	276	327
2	Температурный перепад через днище поршня	225÷206 (19)	204÷186 (18)	295÷253 (42)
3	Перепад температур по кромке камеры сгорания	39	31	32
4	Температура над вставкой	287	255	307
5	Перепад температур через первое кольцо	94		55÷69
6	Температура над вторым кольцом		200	210
7	Перепад температур через второе кольцо			28÷33
8	Температура в верхней части юбки	133	153	172
9	Температура в нижней части юбки	115		152

Неравномерность температурного поля у всех дизелей КамАЗ примерно одинаковая. Градиент температур через днище поршня у дизеля КамАЗ-7482 наиболее высокий, в 2,3 раза выше, чем у других дизелей.

НДС поршня. Ввиду неравномерного распределения температур по высоте и радиусу поршня происходит искажение формы канавки под кольца (рис. 19). Величины деформаций приведены в табл. 2. Опорная поверхность канавки разворачивается на величину $\Delta z_к$ и приводит к перекосу поршневого кольца, как компрессионного, так и маслосъемного. Кольцо начинает работать верхней кромкой. Перекос кольца приводит к насосному действию кольца при ходе от НМТ к ВМТ, приводящего к повышенному расходу масла. В дополнение к этому масляная пленка становится опасно тонкой на середине хода и может вызвать задир кольца. Это положение можно исправить путем механической обработки канавки. При обработке обеспечивается наклон вверх нижнего торца. Величина наклона вверх нижнего торца должна составлять 0,003÷0,005 мм/мм. Наиболее подвержен тепловой деформации нижний торец второй канавки в 1,5÷2 раза больше, чем верхней канавки и примерно равен искажению торцов маслосъемной канавки.

Тепловые нагрузки приводят к различной величине расширения (сужения) высоты канавок. Первая и вторая канавки ведут себя по-разному от тепловой нагрузки. В целом верхняя канавка сужается на величину 6÷10 мкм, а вторая расширяется на величину 13÷19 мкм. Канавка под маслосъемное кольцо расширяется в среднем на 15 мкм. При поднятии колец сужение верхней канавки увеличивается, а у второй и маслосъемной канавок увеличивается расширение.

Таблица 2

Тепловые деформации верхнего и нижнего торца канавок, мкм

	Верхняя канавка		Вторая канавка		Канавка маслосъемная	
	$\Delta z_{кв}$	$\Delta z_{кн}$	$\Delta z_{кв}$	$\Delta z_{кн}$	$\Delta z_{кв}$	$\Delta z_{кн}$
Вариант 1	22	10	6	16	14	14
Вариант 2	23	8	4	16	13	14
Вариант 3	13	8	3	14	12	14

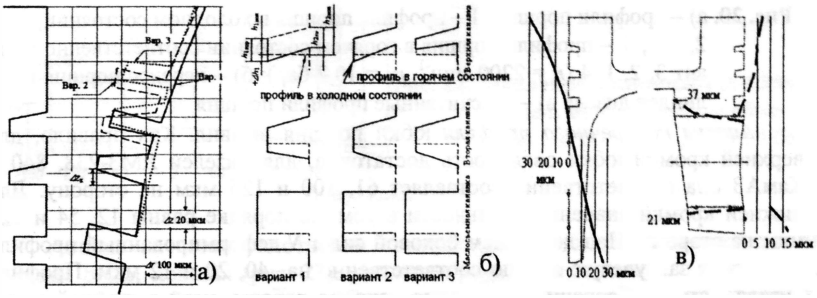


Рис. 19. а) и б) – тепловые деформации поверхности уплотнительной части поршня; в) – деформации поршня от действия давления газов

В плоскости качания шатуна головка поршня от действия давления газов расширяется, а юбка сжимается (рис. 19, в). В плоскости оси поршневого пальца поршень как бы переламывается в верхней зоне отверстия под поршневой палец, при этом головка и юбка расширяются. Деформации в плоскости качания шатуна в 2÷3 раза выше, чем в перпендикулярной плоскости.

Представлена методика *профилирования овально-бочкообразного профиля поршня*. Анализ профилей выявил, что в горячем состоянии максимальный диаметр поршня расположен выше оси поршневого пальца на 20 мм, что соответствует примерно верхней кромки юбки поршня (рис. 20). В связи с этим, поршень под действием боковой силы N займет наклонное положение, изображенное на рис. 20, б. Такая форма профиля в горячем состоянии приводит к перекосу поршня и вызывает проблемы в уплотняющих функциях компрессионных колец.

С нагруженной стороны зазор по головке будет увеличенный, а с противоположной стороны возможно касание зеркала цилиндра и возможен прорыв газов с нагруженной стороны. Данное положение подтверждено стендовыми моторными испытаниями дизеля КамАЗ-7405 № 404643 по режиму безотказности. На нагруженной стороне поршня нагар доходит до маслосъемного кольца, то есть компрессионные кольца не уплотняют. С противоположной стороны наблюдается металлический контакт по головке поршня, особенно по нирезистовой вставке. Продольный профиль поршня дизеля КамАЗ-7405 является неоптимальным. Исходя из выше проведенных исследований, рассчитан бочкообразный профиль поршня (рис. 20, в), который обеспечивает отсутствие перекоса поршня при скольжении по зеркалу цилиндра.

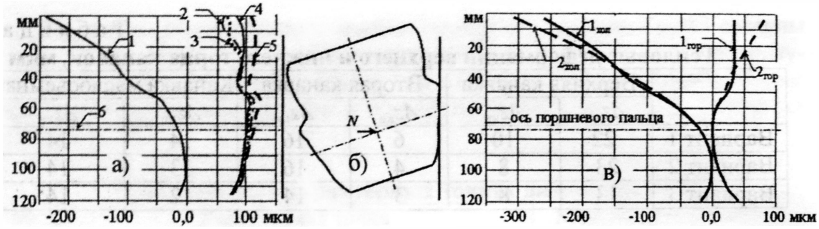


Рис. 20. а) – профили поршня: 1 – профиль поршня в холодном состоянии; 2, 3, 4, 5 – профили поршня в горячем состоянии соответственно вариант 3, 2, 1, 4 (n = 2200 мин$^{-1}$, p_e = 10,2 бар); б) – перекос поршня в цилиндре дизеля в) – рассчитанные профили поршня

Анализ поперечного профиля юбки поршня выявил. Как правило, для верхней кромки юбки овальность достаточна, для дизелей ЯМЗ-238, 840 и КамАЗ она соответственно составляет 61, 100 и 125 мкм на сторону. Для нижней кромки значения овальности в том же порядке равны 12, 54 и 125 мкм на сторону. Под действием боковой силы N деформированный профиль выступает за нулевую линию соответственно на 40, 20 и 12 мкм. Профиль дизеля КамАЗ обеспечивает лучшие условия работы, хотя в нижней части овальность недостаточна. Оптимальный профиль юбки в поперечном сечении необходимо рассчитывать с учетом не только деформаций юбки, но и деформаций гильзы цилиндра (рис. 21).

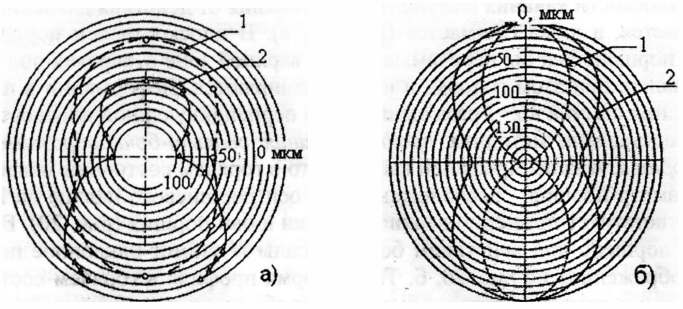


Рис. 21. а) деформация юбки поршня и гильзы; 1 – гильза; 2 – поршень; **б):** 1 – рассчитанный профиль; 2 – стандартный профиль КамАЗ

Исследование уплотняющих свойств поршневых колец. При поднятии колец тепловое расширение поршня уменьшается, зазор поршень-гильза увеличивается, что приводит к снижению сопротивления истечения газов из камеры сгорания. На рис. 22 представлены индикаторные диаграммы и давления в межкольцевом объеме $p_{1,2}$ для трех вариантов поршневых колец. Условия работы третьего варианта значительно отличаются. Давление в межкольцевом объеме $p_{1,2}$ выравнивается с давлением в цилиндре. Это говорит о том, что верхнее кольцо находится в нейтральном положении, или вибрирует между торцами канавки и не уплотняет. Такое положение кольца весьма нежелательно.

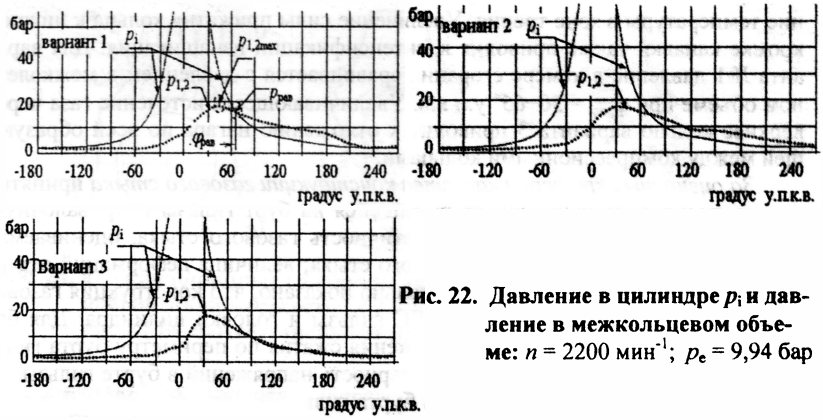


Рис. 22. Давление в цилиндре p_i и давление в межкольцевом объеме: n = 2200 мин$^{-1}$; p_e = 9,94 бар

Анализ качества уплотнения компрессионных колец в межколечном объеме $p_{1,2max}$ показал (рис. 23). Давление $p_{1,2max}$ для варианта 1 явно выше, чем для 2-го и 3-го вариантов. Больший зазор и меньший объем жарового пояса обеспечивает лучшую герметизацию первым кольцом. Максимальное давление в межколечном объеме для варианта 1 отмечается при 21÷47° у.п.к.в. после ВМТ сгорания.

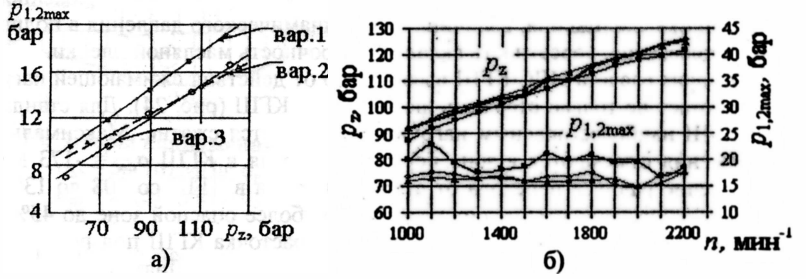


Рис. 23. а) – зависимость давления в межколечном объеме $p_{1,2max}$ от давления сгорания: n = 2200 мин$^{-1}$; **б) – зависимость давления сгорания p_z и давления в межкольцевом объеме $p_{1,2max}$ от частоты вращения коленчатого вала:** ■—■ – вариант 1; ◇—◇ – вариант 2; ▲—▲ – вариант 3;

С подъемом колец давление снижается и увеличивается угол, соответствующий максимуму давления 35÷61° после ВМТ сгорания. Чем меньше межколечное давление, тем дольше верхнее компрессионное кольцо будет прижиматься к нижнему торцу канавки и тем выше будет степень износа. С подъемом поршневых колец происходит уменьшение вредных объемов, повышаются значения максимального давления сгорания. Повышенное p_z обеспечивает лучшие условия уплотняющей функции первого кольца. С другой стороны повышается мощность трения, и одновременно вызывает повыше-

ние температуры в зоне трения. Увеличение силы прижатия кольца к нижней кромке канавки также приводит к интенсификации изнашивания. Для варианта №1 давление в камере сгорания сравнивается с давлением в межколечном объеме при $\varphi_{рав}$ = 50÷65° у.п.к.в. Увеличивающееся истечение газа через верхнее кольцо варианта 3 приводит к отложению нагара по всей образующей между компрессионными кольцами.

За оценочные критерии качества конструкции газового стыка приняты: перераспределение нагрузки, приходящейся на бурт гильзы и привалочную поверхность блока цилиндров; герметичность газового стыка, оцениваемая по величине давления прорыва газового стыка; величина деформаций отверстия гильзы цилиндра. Экспериментально показано, что конструкция газового стыка существенно влияет на НДС гильзы и головки цилиндра. Для без прокладочного газового стыка напряжения сжатия по периметру бурта гильзы отличаются в 2÷2,5 раза. Неравномерность напряжений в бурте гильзы зависит также от погрешности формы бурта гильзы и достигает 30%. Для прокладочного газового стыка неравномерность напряжений в бурте гильзы снижается до 30%.

Четвертая глава посвящена формированию и обеспечению качества шатунной группы. В шатунную группу включены шатун, шатунный болт и шатунный подшипник скольжения. За критерии оценки качества шатунной группы приняты: уровень НДС КГШ, шатунного болта и шатунного вкладыша; предел выносливости шатуна, шатунного болта и шатунного вкладыша; уровень задиростойкости шатунного болта; уровень тепловой напряженности подшипника скольжения; величина гидродинамического давления в подшипнике скольжения; корсетность вкладыша; прочность масляной пленки.

Анализ расчета НДС КГШ выявил, что от действия сжимающей нагрузки, работает не только стержень шатуна, но и КГШ (рис. 24). Для стандартной КГШ наиболее опасным нагружением является сжатие. Максимальные напряжения отмечаются в зоне перехода стержня в КГШ $\sigma_{сж}$ = -173 МПа. Увеличение радиуса перехода от стержня шатуна в КГШ со 108 до 130 мм снижает напряженность: от сил сжатия в наиболее опасной зоне до 45%; от сил растяжения до 25%. От сил растяжения расточка КГШ под подшипник овализируется с большей осью овала вдоль оси шатуна. Диаметр увеличивается на ΔD_x = +89 мкм и сужается на ΔD_y = -84 мкм для стандартного шатуна. От сил сжатия расточка КГШ под подшипник овализируется с большей осью овала поперек оси шатуна. Увеличение диаметра поперек оси шатуна для стандартного шатуна составляет ΔD_y = +67 мкм, сужение ΔD_x = -56 мкм. Суммарная величина овализации расточки вдоль оси x равна 145, а вдоль оси y – 151 мкм. При минимальном установочном зазоре Δh_{min} = 0,070 мм теоретически возможен натяг в 14 мкм. Такое колебание зазора может приводить к проблемам в обеспечении стабильного гидродинамического слоя и вероятности схватывания в подшипнике. Увеличение радиуса перехода стержня в КГШ снижает деформации от сил растяжения в 1,18÷1,25 раза, от сил сжатия в 1,5 раза. Суммарная величина овализации расточки ниже в 1,26 раза по сравнению со стандартным шатуном. В связи с этим следует ожидать более надежной работы шатунного подшипника скольжения.

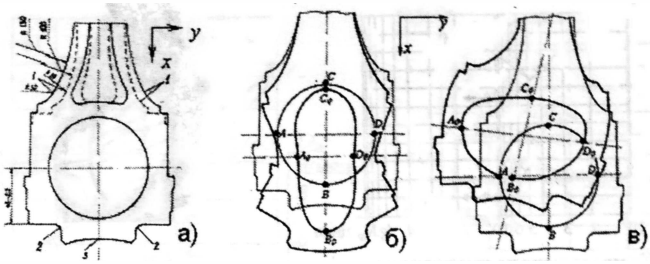


Рис. 24. а) – кривошипные головки стандартного шатуна (*R108*) и шатуна повышенной жесткости (*R 130*); б) и в) – деформированное состояние КГШ соответственно от растяжения и от сжатия

Напряженное состояние шатунного болта. Анализ показал, что болт и при растяжении и при сжатии шатуна испытывает изгиб (рис. 25). Изгиб болта происходит вместе с деформацией КГШ и напряжения в нем зависят от жесткости КГШ. При действии растягивающего усилия напряжения растяжения для стандартного шатуна составляют 16% от напряжений изгиба. Для этого же шатуна от сжимающего усилия болт испытывает практически чистый изгиб.

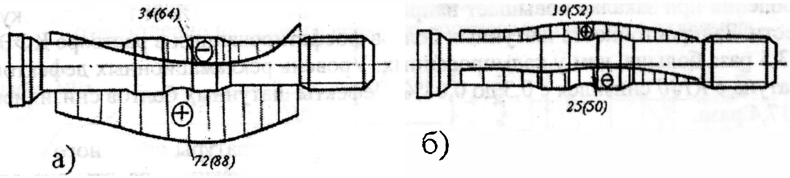
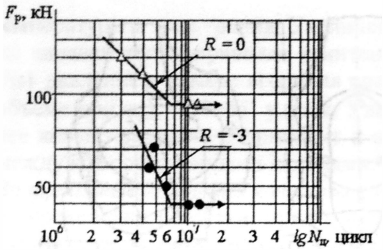


Рис. 25. Эпюры напряжений в болте шатуна, МПа: а) – от силы растяжения: $\sigma_{из}$ = 53(76) МПа; $\sigma_р$ = 19(12) МПа; б) – от силы сжатия: $\sigma_{из}$ = 22(51) МПа; $\sigma_р$ = 3(1) МПа; в скобках – стандартный шатун

Увеличение жесткости кривошипной головки приводит к перераспределению напряжений изгиба и растяжения в шатунном болте и в целом к их снижению. Соотношение между напряжением растяжения и напряжением изгиба возросло до 36% против 16% для стандартного шатуна. Максимальные напряжения снизились на 18%. Напряжения изгиба уменьшились на 30%, а напряжения растяжения увеличились на 58%. От силы сжатия напряжения в целом снизились в два раза. Расчет шатунных болтов необходимо проводить совместно с кривошипной головкой шатуна.

Разработан новый метод испытания шатунов на усталость по знакопеременному циклу с созданием гидродинамики в шатунном и коренном подшипниках с максимальным приближением к реальным условиям работы шатуна. Усилие F_{max}, соответствующее пределу выносливости, при знакопеременном цикле в 2,4 раза ниже, чем при знакопостоянном цикле на растяжение (рис. 26). Для шатуна с *R130* характерным разрушением является усталостное разрушение по цековке под головку болта.



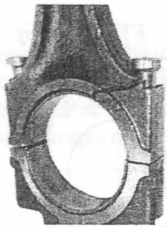


Рис. 26. Кривые усталости шатунов при различном коэффициенте асимметрии цикла и характерное разрушение КГШ с *R130*

Повышение качества шатуна и шатунного болта конструкторско-технологическими методами. Дробеструйная обработка шатуна повышает предел выносливости шатуна на 50%. Биение посадочного конуса под головку болта вызывает значительные напряжения изгиба под головкой болта, приводящие к разрушению. Введен жесткий допуск по биению посадочного конуса. Меднение гайки шатунного болта приводит к более равномерному распределению нагрузки по виткам резьбы и повышению предела выносливости на 20%. Увеличение твердости шатунного болта на 3÷4 единицы HRC повышает предел выносливости болта на 18%. Прогиб болта из-за его коробления при закалке повышает напряжения изгиба до 20% от предела текучести. Задиростойкость шатунных болтов фосфатированных в растворе КФЭ, в 3,5 раза больше, чем у кадмированных. Уровень рекламационных дефектов шатуна с *R130* снизился с 0,3 до 0,08%. Дефекты шатунных болтов снизились в 17,4 раза.

В ходе испытаний получены зависимости температуры шатунного и коренного подшипников от скоростного, нагрузочного режимов работы дизеля, от температуры и давления масла на входе в коренную опору, распределение температуры по толщине вкладыша и КГШ. Максимальная температура рабочей поверхности вкладыша не превышает 126°С. Изменение температуры вкладыша от нагрузки дизеля не превышает 3÷5°С. Температура вкладышей прямо пропорционально зависит от температуры масла, приращение температуры вкладышей на каждые 10°С приращения температуры масла составляет 8,5÷9,0°С (рис. 27). При падении давления масла ниже 1,2÷1,3 бар температура шатунных вкладышей резко повышается, при этом происходит переход от гидродинамического трения к сухому трению. В коренном подшипнике при этих же условиях сохраняется режим гидродинамического трения. Температура вкладыша шатунного подшипника с одним маслоподводящим отверстием (КамАЗ-7405) на 6÷15°С выше, чем с двумя маслоподводящими отверстиями (КамАЗ-740).

Разработан новый метод измерения гидродинамического давления в подшипнике скольжения без изменения геометрии и дополнительной обработки вкладыша. На верхнем вкладыше величина максимального гидродинамического давления составила 140, а на нижнем соответственно 25 МПа (рис. 28).

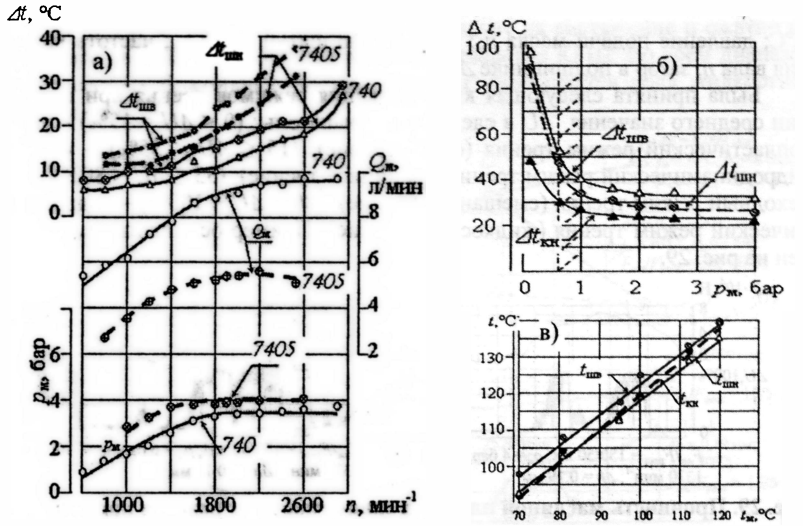


Рис. 27. а), б) – зависимость приращения температуры вкладышей от частоты вращения и от давления масла; в) – зависимость температуры вкладышей от температуры масла; $t_{шв}$, $t_{шн}$, $t_{кн}$, – температура соответственно шатунного верхнего, нижнего и коренного вкладыша

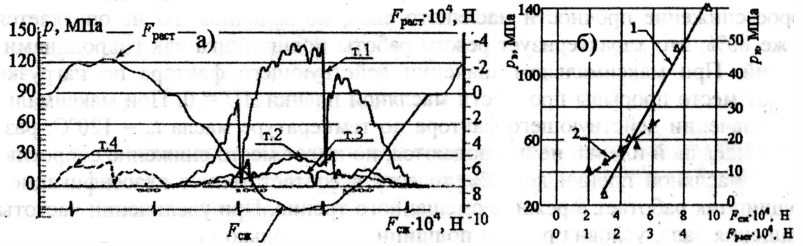


Рис. 28. Гидродинамическое давление шатунного подшипника: а) – осциллограммы; б) – максимальное давление; 1 – верхний вкладыш; 2 – нижний вкладыш

В ходе испытаний вкладышей подтверждено наличие корсетности. Максимальное значение прогиба вкладыша составило 24 мкм. Наибольшее изменение размеров вкладышей происходит при наработке 150 часов. После 300 часов процесс стабилизируется.

Метод измерения электрического сопротивления контакта позволяет провести комплексную оценку качества работоспособности подшипника. В связи с большим количеством факторов, влияющих на условия работы подшипника, был применен метод планирования эксперимента. Исследуемыми параметрами являются: относительное электрическое напряжение в смазочном зазоре подшипника, ΔU%; температура на постели подшипника, $t_п$ °С. Учитывались следующие факторы: температура масла на входе в подшипник

$t_м$°С; давление подачи масла $p_м$; нагрузка на шатун $F_{сж}/F_{раст}$; частота вращения вала n; зазор в подшипнике Δh.

Была принята следующая классификация режимов трения при попадании среднего значения ΔU в следующие диапазоны: ($0 < \Delta U < 15\%$) – упругопластический режим трения (сухое трение); ($15 \leq \Delta U < 35\%$) – упругогидродинамический режим трения (граничное трение); ($35 \leq \Delta U < 80\%$) – переходный режим трения (смешанное трение); ($80 \leq \Delta U < 100\%$) – гидродинамический режим трения (жидкостное трение). Пример осциллограмм приведен на рис. 29.

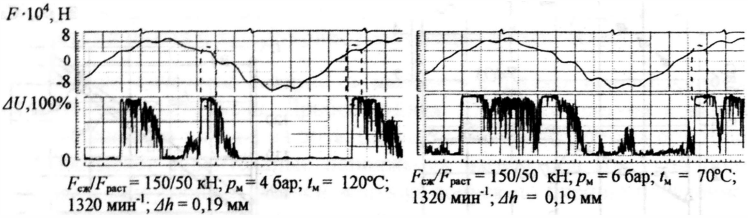


Рис. 29. Прочность масляной пленки в зависимости от режима нагружения подшипника

При зазоре $\Delta h = 0{,}099$ мм и минимальном значении действующего фактора по нагрузке и изменении остальных факторов прочность масляной пленки достаточна. Только при температуре масла 120°С наблюдается некоторое снижение прочности масляного слоя, но величина ΔU не опускается ниже 80%, что характеризует режим работы подшипника как гидродинамический. При максимальном значении действующего фактора по нагрузке имеют место прорывы прочности масляной пленки $\Delta U = 0$. При максимальном значении действующего фактора по температуре масла $t_м$ = 120°С, разрывы масляной пленки не наблюдаются, но имеет место снижение сопротивления масляной пленки до 40%, то есть в соответствии с классификацией подшипник работает в режиме смешанного трения. При увеличении частоты вращения вала, условия работы подшипника несколько улучшаются, но тенденция прорыва масляной пленки остается.

При зазоре $\Delta h = 0{,}19$ мм уже при минимальных значениях действующих факторов по нагрузке и температуре масла наблюдаются разрывы масляной пленки. Увеличение температуры подшипника до 120°С приводит к полному разрыву прочности масляной пленки при сжимающей нагрузке. Смазочная пленка сохраняется только в момент перекладки шатуна. Величина ΔU на этих участках равна 100%. Максимальное значение действующего фактора по нагрузке приводит практически к сухому и граничному трению в подшипнике. При температуре масла 70°С условия работы подшипника аналогичны условиям работы при минимальном значении нагрузки и максимальной температуре. А повышение температуры масла до 120°С, вызывает практически постоянный контакт, кроме зоны перекладки шатуна. При диаметральном зазоре $\Delta h = 0{,}19$ мм работу подшипника необходимо характеризовать, как проблемную.

В целом подшипник по-разному реагирует на растяжение и сжатие шатуна, это связано с геометрией расточки отверстия КГШ. Во всем диапазоне учитываемых факторов с ростом нагрузки уменьшается доля жидкостного трения (рис. 30).

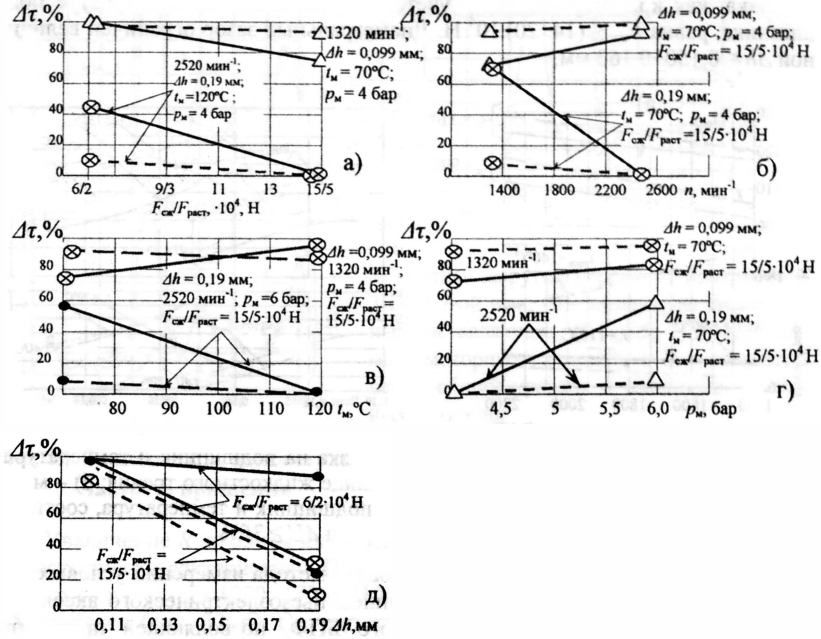


Рис. 30. Зависимости относительной продолжительности работы подшипника в жидкостном режиме трения ($80 \le \Delta U \le 100\%$) от 5 действующих факторов: —— – $F_{раст}$; - - - - – $F_{сж}$

Увеличение нагрузки от минимального до максимального значений снижает долю жидкостного трения на 20÷40% в зависимости от зазора соответственно для $\Delta h = 0{,}099$ и $\Delta h = 0{,}19$ мм. Диаметральный зазор является более определяющим, чем нагрузка. Частота вращения вала не является определяющей в доле жидкостного трения подшипника. Подшипник по-разному реагирует на температуру масла в зависимости от зазора. При Δh = 0,099 мм изменение температуры масла мало влияет на условия трения в подшипнике. При $\Delta h = 0{,}19$ мм с ростом температуры масла резко ухудшаются условия трения во всем диапазоне изменения учитываемых факторов (рис. 30, в). Повышение давления подачи масла положительно влияет на режим гидродинамического трения в подшипнике, особенно при Δh = 0,19 мм доля жидкостного трения увеличивается до 60%. Это может рассматриваться с точки зрения износа подшипника. При изношенном подшипнике незначительное снижение давления подачи масла приводит к режиму граничного или даже сухого трения. Изменение диаметрального зазора можно считать наиболее важ-

ным из действующих факторов. При его увеличении относительная продолжительность в режиме жидкостного трения падает на величину до 90%. Анализ выявил, что надежная работа подшипника может быть обеспечена при сжимающей нагрузке $F_{сж} \le (7{,}5 \div 8{,}0)10^4$ Н (рис. 31). Допустимая сжимающая нагрузка, как кратковременная с учетом ограничений по температуре подшипника, равна $F_{сж} \le (14 \div 20) \cdot 10^4$ Н. Диаметральный зазор ограничен величиной $\Delta h \le 0{,}150 \div 0{,}160$ мм.

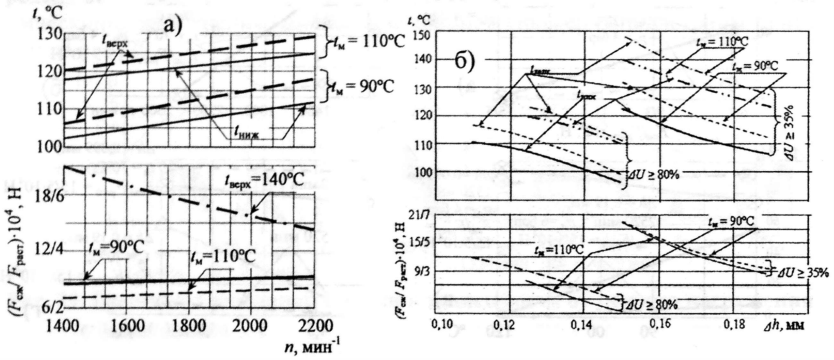


Рис. 31. а) – максимально допустимая нагрузка на подшипник и температура подшипника, соответствующие границе жидкостного трения; **б)** – максимально допустимая нагрузка на подшипник и температура, соответствующие границам трения $\Delta U \ge 80\%$ и $\Delta U \ge 35\%$

Пятая глава содержит описание нового метода измерений угловых колебаний коленчатого вала с использованием пьезоэлектрического акселерометра, программы прямого и обратного БПФ, позволяющей проводить фильтрацию сигнала и его спектральный анализ.

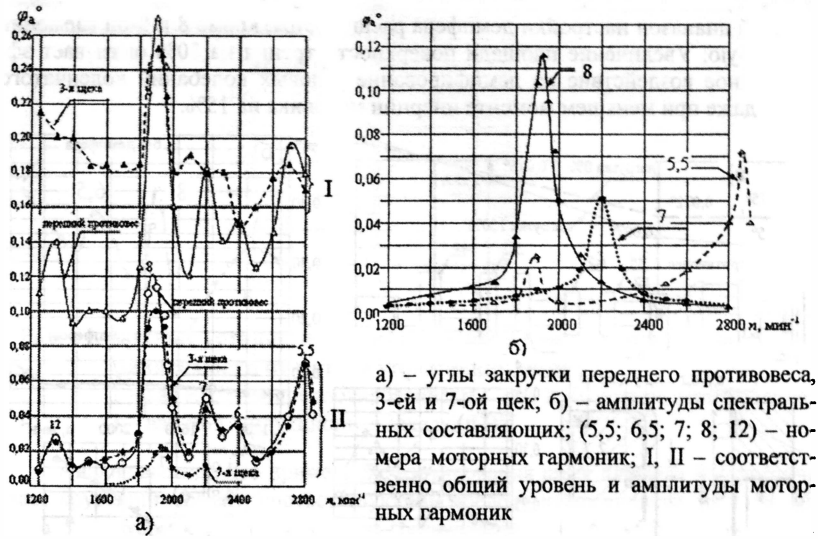
Частотный анализ угловых колебаний коленчатого вала с радиусом кривошипа R = 60 мм выявил резонансы с 8-ой; 7-ой; и 5,5-ой моторными гармониками (f = 252÷260 Гц) (рис. 32). Узел резонансных угловых колебаний с 8-ой моторной гармоникой проходит по 8-ой щеке (рис. 33 а).

С 8-ой моторной гармоникой резонирует коленчатый вал при частоте вращения вала n = 1875÷1925 мин$^{-1}$, резонансная частота при этом равна f = 252÷258 Гц. Амплитуда угла закрутки соответствует:

- на переднем противовесе 0,115°;
- на 3-ей щеке 0,097°;
- на 7-ой щеке 0,023°.

Моторная гармоника 5,5 резонирует в зоне не рабочей частоты вращения коленчатого вала при 2800÷2850 мин$^{-1}$. Частота резонанса составляет f = 260 Гц. Амплитуда угла закрутки несколько меньше, чем у 8-ой моторной гармоники.

Максимальные значения общего уровня угла закрутки при работе двигателя на критической частоте вращения вала 1925 мин$^{-1}$ равны: на переднем противовесе 0,27°; на 3-ей щеке 0,255°.



а) – углы закрутки переднего противовеса, 3-ей и 7-ой щек; б) – амплитуды спектральных составляющих; (5,5; 6,5; 7; 8; 12) – номера моторных гармоник; I, II – соответственно общий уровень и амплитуды моторных гармоник

Рис. 32. Зависимость амплитуды углов закрутки коленчатого вала от частоты вращения

Увеличение R до 65 мм на форсированном дизеле КамАЗ-7482С изменяет частотную характеристику. Получены 3 резонанса угловых колебаний коленчатого вала: при 1200; 1725; 2100 мин$^{-1}$ с моторными гармониками 4; 8; 6,5 порядков (рис. 32, б). Соответствующие им частоты равны 80; 230; 227 Гц. Амплитуды угла закрутки носка коленчатого вала, соответствующие резонансам, равны 0,321; 0,43; 0,386°. Резонанс с 8-ой гармоникой происходит в том же диапазоне частот вращения коленчатого вала, что и для других модификаций двигателей 1750÷1800 мин$^{-1}$. На моделях двигателей с увеличенным радиусом кривошипа появляется резонанс при низкой частоте вращения коленчатого вала 1200 мин$^{-1}$ с 4-ой моторной гармоникой. С форсировкой дизеля угловые колебания в этом диапазоне частоты вращения вала резко возрастают от 0,06 до 0,321°. Анализ показал значительное увеличение угловых колебаний носка коленчатого вала на форсированных дизелях. В связи с этим появилась необходимость демпфирования угловых колебаний коленчатого вала.

Для демпфирования угловых колебаний применены жидкостные демпферы. Для исключения задиров между корпусом демпфера и маховиком применяют специальные упорные радиальные и торцевые подшипники (рис. 32, в, г). Анализ показал, что эффективность демпфера с подшипниками на 16÷26 % выше, чем без подшипников (рис. 32, д). Анализу эффективности подвергались демпферы с различными моментами инерции маховика, кинематической вязкости силиконовой жидкости и площади поверхности трения. Увеличение только момента инерции маховика не является эффективным. Увеличение кинематической вязкости от 0,5 до 0,6 м^2/с снижает угловые ко-

лебания во всем диапазоне частот вращения коленчатого вала. При этом частотный диапазон настройки демпфера расширяется, кроме 8 и 5-ой гармоник и на 4-ую. Увеличение площади поверхности трения на 10% оказывает эффективное воздействие на демпфирование угловых колебаний коленчатого вала, даже при меньшем моменте инерции маховика на 15%.

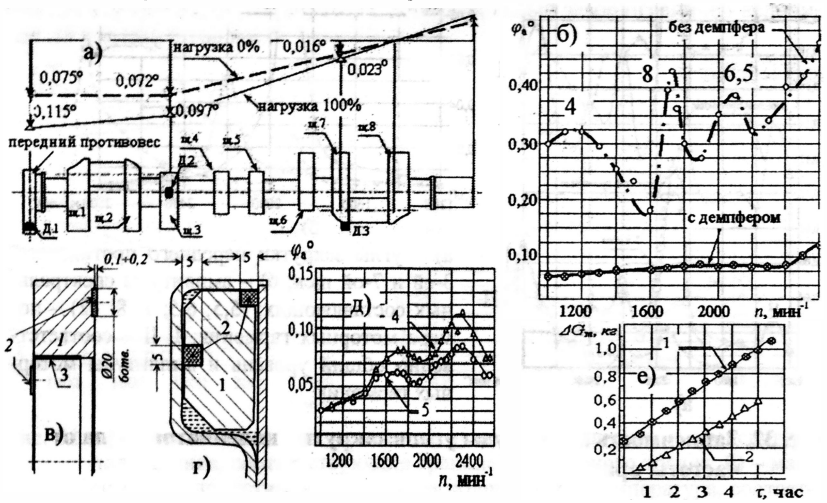


Рис. 33. Угловые колебания коленчатого вала: а) – форма резонансных колебаний КамАЗ-740; б) – дизель КамАЗ-7482С; в), г) – схема демпферов с радиальными и торцевыми подшипниками: 1 – маховик демпфера; 2 – торцевой подшипник; 3 – радиальный подшипник; д) – эффектив-ность демпфирования: 4 – без подшипников; 5 – с подшипниками; е) – расход масла на резонансном режиме: 1 и 2 – соответственно без демпфера и с демпфером угловых колебаний

Демпфер угловых колебаний оказывает эффективное влияние на расход масла и топлива. Анализ показал, что часовой расход масла с демпфером угловых колебаний снижается на 34% (рис. 32, е). При резонансе угловых колебаний коленчатого вала увеличивается доля масла выброшенного в надпоршневой объем инерционными силами. Удельный эффективный расход топлива при работе с демпфером угловых колебаний также ниже на 3,5 г/(кВт·час). Дополнительный расход топлива на сопротивление угловых колебаний при резонансе составляет 1,6%. Поэтому необходимость применения демпфера необходимо рассматривать в комплексе.

Проведены исследования влияния конструкторско-технологических методов по формированию и обеспечению качества коленчатого вала на этапах проектирования, доводки и производства. К ним отнесены: марка стали и способ ее получения (горячекатаная сталь, сталь непрерывного розлива, плавка в электропечи с вакуумным переплавом, мартеновская плавка с переплавом с синтетическими шлаками, сталь 42Х1МФА и 42ХМФА); глубина

закаленного слоя по галтели; электрохимическая полировка маслоподводящих каналов; азотирование шеек (рис. 34).

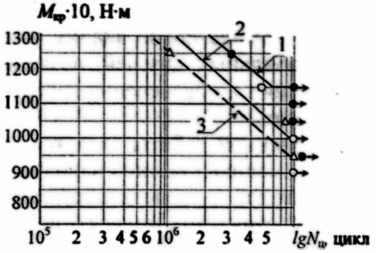


Рис. 34. Кривые усталости коленчатого вала от кручения в зависимости от метода упрочнения шеек:
1 – вал R65, ионное азотирование; 2 – вал R60, ионное азотирование;
3 – вал R65, индукционная закалка ТВЧ

Анализ выявил, что применение азотирования шеек для вала *R60* увеличивает крутящий момент, соответствующий пределу выносливости, на 11%. Для вала с радиусом кривошипа *R65* без грязеуловителей повышение соответственно составляет 21%. Запас прочности шатунной шейки на кручение для высоко форсированного дизеля КамАЗ-740.50-360 (p_z = 125 бар) равен $n_{кр}$ = 3,9.

Анализом выявлены основные рекламационные дефекты коленчатого вала:

- трещины шатунной шейки;
- разрушение коленчатого вала по грязесборнику;
- разрушение коленчатого вала по галтели.

Изменение конструкции инструмента по обработке отверстия грязесборника снизило уровень рекламаций в 6÷7 раз. Изменение конструкции копира правки шлифовального круга снизило уровень рекламаций в 2 раза.

Выявлено, что причиной образования трещин шатунной шейки является качество поставки металлопроката. Поставка металла прямого восстановления из окатышей, выплавка в электродуговой печи и непрерывная разливка в кристаллизатор позволила снизить уровень дефектности в 2005 г. в 5 раз по сравнению с 2003 г.

В главе шесть представлено описание и анализ функционирования СМК ОАО «КАМАЗ-Дизель» в соответствие с МС ИСО 9001: 2000. По результатам анализа СМК ОАО «КАМАЗ-Дизель» за 2004г. сделаны выводы по пригодности и результативности СМК.

1. Пригодность. СМК ОАО «КАМАЗ-Дизель» пригодна т.к. продукция соответствует нормам ЕЭК ООН и другим, нормативным и законодательным требованиям и обеспечивает улучшение продукции согласно требованиям потребителей.

2. Результативность. СМК ОАО «КАМАЗ-Дизель» результативна, т.к. показатель результативности СМК по процессам составлял не менее 1,0 при

установленной норме 0,8 и уровень достижения целей в области качества составил 75%.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

Выполненные в работе комплексный анализ и обобщение методов управления качеством автомобильных дизелей, позволили разработать эффективные методы формирования и обеспечения качества на этапе проектирования, доводки и производства.

Основным итогом выполненной работы является решение крупной научно-технической проблемы, имеющей важное народнохозяйственное значение – создание комплекса методов и средств формирования и обеспечения качества, реализованных в теоретических моделях, расчетных и экспериментальных методах, с использованием которых возможно оптимальное формирование и обеспечение требуемых показателей качества.

В результате проведенных научно-исследовательских, конструкторских и технологических мероприятий ОАО «КАМАЗ-Дизель» полностью перешел на выпуск дизелей повышенной надежности и экологически безопасных.

В том числе проведены научно-исследовательские конструкторские и технологические мероприятия по повышению качества КШМ.

1. Получены следующие научные и прикладные результаты:

1.1. Выявлена роль трения на перекладку поршня, определена сила соударения, которая в 2÷10 раз превышает боковую силу N.

1.2. Предложена методика профилирования овально-бочкообразного профиля поршня с учетом перекладки поршня, теплового и деформированного состояния поршня и гильзы цилиндра.

1.3. Выявлена роль пульсаций высокого давления в узких зазорах камеры сгорания на вибрацию гильзы цилиндра.

1.4. Выявлена роль угловых колебаний коленчатого вала на трение, расход масла и топлива, на вибрации и шум дизеля, на соударения в приводах от коленчатого вала. Сила соударения при резонансе угловых колебаний увеличивается в 50÷60 раз. Показано, что необходимость применения демпфера угловых колебаний нужно рассматривать в комплексе, не только с учетом прочности коленчатого вала.

1.5. Уточнена роль жесткости кривошипной головки шатуна и шатунного болта на уровень НДС и усталость шатуна и шатунного подшипника.

1.6. Уточнена роль расположения компрессионных колец, зазора по головке поршня, струйного масляного охлаждения, ОНВ на тепловое и НДС поршня.

1.7. Уточнена роль нагрузки, частоты вращения вала, температуры и давления масла, зазора в подшипнике на несущую способность подшипника. Наиболее важным из действующих факторов является диаметральный зазор в подшипнике. Его максимальная величина ограничена 0,15÷0,16 мм.

2. Показатели качества КШМ значительно повысились. Уровень отказов по КШМ снизился в 9 раз по отношению к отказам дизеля в целом. В том числе по деталям КШМ:

- рекламации по КГШ и шатунному болту практически свелись к нулю;
- уровень рекламаций шатунного подшипника снизился в 4 ÷5 раз;
- уровень рекламаций по задирам ЦПГ снизился в 6÷8 раз;

- уровень рекламаций по коленчатому валу снизился в 6÷7 раз. Уровень дефектности коленчатых валов в производстве снизился в 5 раз;
- рекламации по приводу масляного насоса полностью исключены.

3. Система менеджмента качества ОАО «КАМАЗ-Дизель» является результативной.

Основное содержание диссертации отражено в следующих работах:

1. Никишин В.Н. Формирование и обеспечение качества автомобильного дизеля. – Наб. Челны, 2006. - 452 с.

2. Никишин В.Н., Серпов А.С., Малышенок В.В. Вибронагруженность и расчет соударения в шестеренчатом приводе масляного насоса при угловых колебаниях коленчатого вала автомобильного дизеля // Двигателестроение. – 1987. – № 3. – С. 18-22.

3. Никишин В.Н. Исследование увеличенного зазора между головкой поршня и цилиндром на тепловое состояние поршня // Социально экономические и технические проблемы: Онлайновый научно-технический журнал (http://kampi.ru/sets). – 2006. – № 9. 5 с.

4. Никишин В.Н. Исследование неравномерности температурного поля гильзы цилиндра и поршня автомобильного дизеля // Социально экономические и технические проблемы: Онлайновый научно-технический журнал (http://kampi.ru/sets). – 2006. – № 7. 5 с.

5. Никишин В.Н. Исследование напряженно-деформированного состояния поршня автомобильного дизеля // Социально экономические и технические проблемы: Онлайновый научно-технический журнал (http://kampi.ru/sets). – 2006. – № 7. 7 с.

5. Никишин В.Н. Исследование напряженно-деформированного состояния кривошипной головки шатуна автомобильного дизеля // Социально экономические и технические проблемы: Онлайновый научно-технический журнал (http://kampi.ru/sets). – 2006. – № 6. 5 с.

6. Нестационарный локальный теплообмен в быстроходном дизеле при поршневом сжатии-расширении / Б.А. Максимов, В.Н. Никишин, Р.З. Кавтарадзе и др. // Двигателестроение. – 1991. – № 5. – С. 10-11.

7. Привод масляного насоса повышенной надежности / В.Н. Никишин, А.С. Серпов, В.В. Малышенок и др. // Автомобильная промышленность. – 1986. – № 10. – С. 29-30.

8. Никишин, В.Н., Кравчик Н.Э. Температурное расширение гильзы цилиндра // Двигателестроение. – 1980. – № 5. – С. 19-20.

9. Байрамов Ф.Д., Никишин В.Н., Тетерин М.Ф. Особенность кинематики поршня аксиального двигателя П-4 (*S/D*=90/120) // Двигателестроение. – 2003. – № 1. – С. 12-13.

10. Никишин В.Н. Профилирование бочкообразного профиля юбки поршня // Автомобильные и тракторные двигатели. Межвузовский сборник научных трудов. – М., 1977. – Выпуск 1. – С. 106-115.

11. Экспериментальное исследование скорости и ускорения радиального движения поршня и вибрации гильз: Отчет по теме «12-40.3» / ЯМЗ, Руководитель темы Раскин В.И.. Исполнитель Никишин В.Н. № Государственной

регистрации 74028401. Инвентарный номер 41М-74. – Ярославль, 1974. – 23 с.

12. Никишин В.Н. Исследование деформаций юбки поршня дизеля // Исследование прочности и надежности деталей автомобильных двигателей. – Элиста, 1980. – С. 64-69.

13. Никишин В.Н., Сибиряков С.В. Измерение гидродинамического давления в шатунном подшипнике автомобильного дизеля // Двигателестроение. – 2006. – № 3. – С. 31-34.

14. Никишин В.Н. Исследование пульсаций давления в цилиндре, вибраций гильз и колебаний шатуна автомобильного дизеля // Совершенствование мощностных, экономических и экологических показателей ДВС. Материалы VI Международного научно-практического семинара. – Владимир, 1997. – С. 114-115.

15. Никишин В.Н. Расчетно-экспериментальное профилирование овально-бочкообразного профиля юбки поршня автомобильного дизеля // Совершенствование мощностных, экономических и экологических показателей ДВС. Материалы VI Международного научно-практического семинара. – Владимир, 1997. – С. 119-121.

16. Никишин В.Н., Леонов С.М. Испытания поршней автомобильного дизеля на усталостную прочность и жесткость // Совершенствование мощностных, экономических и экологических показателей ДВС. Материалы VI Международного научно-практического семинара. – Владимир, 1997. – С. 121-123.

17. Никишин В.Н., Сибиряков С.В. Исследование температурного состояния подшипников скольжения коленчатого вала автомобильного дизеля при его форсировке // Совершенствование мощностных, экономических и экологических показателей ДВС. Материалы VI Международного научно-практического семинара. – Владимир, 1997. – С. 123-125.

18. Никишин В.Н., Сибиряков С.В. Методика измерения гидродинамического давления в подшипниках скольжения коленчатого вала автомобильного дизеля // Совершенствование мощностных, экономических и экологических показателей ДВС. Материалы VI Международного научно-практического семинара. – Владимир, – 1997. – С. 126-128.

19. Никишин В.Н., Пономарев С.Н. Исследование теплового состояния деталей, окружающих камеру сгорания автомобильных форсированных дизелей и газодизеля // Двигатель-97. Материалы международной НТК МГТУ им. Н.Э. Баумана. – Москва, 1997. – С. 48-49.

20. Никишин В.Н., Светличный Н.И., Загородских Б.П. Стабилизация геометрических параметров шатунных вкладышей двигателя КАМАЗ-740 в эксплуатации // Восстановление и упрочнение деталей машин Межвуз. науч. сб. – Саратов, 2000. – С. 65–71.

21. Никишин В.Н. Построение и применение физических (технико-технологических) моделей и методов управления процессами формирования и обеспечения безопасности и качества кривошипно-шатунного механизма дизеля // Труды III Международной научно-практической конференции «Автомобиль и техносфера» Казань, 17-20 июня 2003 г. – Казань: Изд-во Казан. гос. техн. ун-та, 2003. – С. 328 – 337.

22. Никишин В.Н. Комплексная оценка качества шатунного подшипника // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2007. – № 1. – С. 43-47.

23. Никишин В.Н. Роль трения во вторичном движении поршня // Вестник машиностроения. – 2007. – № 1. – С. 49-51.

24. Никишин В.Н. Обеспечение качества коленчатого вала автомобильного дизеля // В.Н. Никишин, А.Т.Кулаков. А.С. Ленисов, А.А. Видинеев // Вестник Сарат ого университета. – 2006. – №4 (16). вь

25. Никишин вала и характеристики дизеля // Автом № 2. – С. 11-14.

У1782583

Никишин В.Н.
Формирование и обеспечение показателей качества автомобильных

У 1782583

ВОЗВРАТИТЕ КНИГУ НЕ ПОЗЖЕ
обозначенного здесь срока

423810, г. Набережные Челны, Новый город, проспект Мира, 68/19
Тел./факс (8552) 39-65-99 e-mail:ic@kampi.ru