

МЕТОДЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ И ОЦЕНКИ УСТАЛОСТНОЙ ПРОЧНОСТИ КОЛЕНЧАТЫХ ВАЛОВ (материалы конгресса CIMAC-2016)

Надежность и прочностные характеристики коленчатых валов во многом определяют ресурс современных форсированных двигателей. Настоящий обзор посвящен развитию современных методов проектирования и оценки усталостной прочности элементов конструкции кованого стального коленчатого вала при многоосных циклических нагружениях в зависимости от размеров неметаллических включений в структуре его материала.

Для проектирования коленчатых валов форсированных судовых среднеоборотных дизелей компания Вяртсила (Wartsila Corporation) использует цифровые модели, созданные с использованием фирменной модели виртуального двигателя (Wartsila Virtual Engine). В модели реализованы современные цифровые методы расчета усталостной прочности различных элементов конструкции коленчатого вала при многоосном нагружении, позволяющие с большой точностью вычислять местные напряжения в реальной конструкции. Верификация расчетных моделей выполнена в ходе репрезентативных испытаний на реальных двигателях в условиях эксплуатации. Возможности разработанных методов проектирования позволяют с большой точностью моделировать влияние процессов обработки металлов (таких, как объемная штамповка, накатка и ковка) на усталостную прочность элементов конструкции коленчатого вала. В докладе также описаны принципы создания полной модели судовой силовой установки, предназначенной для оценки влияния внешних переменных условий на напряжения, возникающие в элементах конструкции коленчатого вала судового дизеля.

Любой коленчатый вал, изготовленный методомковки, неизбежно содержит неметаллические включения, образующиеся в ходе отливки и последующей механической обработки крупных стальных слитков. Как известно, подобные включения зачастую становятся источником возникновения усталостных трещин. Специалистами компании Kobe Steel Ltd. (Япония) совместно с учеными университета Хиросимы (Hiroshima University) выполнено исследование влияния количества и размеров неметаллических включений в структуре стали на усталостную прочность элементов конструкции кованого коленчатого вала форсированного судового дизеля.

Для проведения испытаний были изготовлены два кованых образца коленчатых валов из углеродистой и низколегированной стали, причем оба с разными размерами включений. Из материала этих валов были вырезаны образцы для испытаний на усталостную прочность. Результаты испытаний позволили оценить зависимость между усталостной прочностью и размером включений при различных условиях нагружения. Было установлено, что расчетная величина усталостной прочности коленчатого вала, определенная согласно расчетам по официальной методике МАКО М53, соответствует нижнему пределу усталостной прочности материала, полученному при проведении экспериментальных исследований. При этом критический размер включений, влияющих на усталостную прочность, зависит от условий нагружения и предела прочности на разрыв, однако усталостная прочность при наличии включений во всех случаях снижается.

Перевод выполнен к.т.н. Г. Мельником

ПРОЕКТИРОВАНИЕ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ МОДЕЛИ ВИРТУАЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ

*Tero Frondelius, Pasi Halla-aho, Antti Mantyla,
Wartsila Corporation*

Введение

Моделирование с помощью модели виртуального двигателя (Virtual Engine) основано на положениях динамики многотельных систем, теория и основные принципы которой изложены в работах Shabana [1]. Применение этого метода для моделирования коленвалов описано в работе Drab и др. [2]. Этого, однако, недостаточно, поскольку для корректного определения коэффициентов запаса по усталостной прочности необходимо иметь также критерий запаса по усталостной прочности при многоосном нагружении. Сравнительный обзор всех известных критериев подобного типа выполнил Papadopoulos [3].

Безопасность и надежность являются важнейшими требованиями при разработке каждого нового изделия. Но не менее важно — обеспечение высокого КПД, что невозможно без повышения максимального давления сгорания. Это всегда вызывало значительные трудности у проектантов, поскольку именно давление сгорания определяет изгибные усилия, действующие на коленвал. Преодоление этих трудностей стало возможным благодаря моделированию с использованием виртуального двигателя.

В книге рекордов Гиннеса за 2015 год зафиксирован факт создания 4-тактного двигателя внутреннего сгорания с максимальным КПД, обусловленным рекордно высоким давлением сгорания [4]. Речь шла о новом двигателе Wartsila. Дело в том, что именно стремление достичь этого рекордного значения заставило конструкторов обратиться к моделированию с использо-

Таблица 1

Значения максимального давления в цилиндре и фазовый сдвиг точек максимального давления относительно ВМТ

| p_c / φ_{pz} | -30-5 | 5-10 | 10-15 | 15 → |
|------------------------|---------|---------|------------|---------|
| 15-45 | 492 771 | 60 324 | 1 293 280 | 5525 |
| 45-140 | 1536 | 116 591 | 30 224 791 | 365 520 |
| 140-150 | 0 | 0 | 115 131 | 11 659 |
| 150-160 | 0 | 1 | 55554 | 625 |
| 160-170 | 0 | 1 | 6632 | 276 |
| 170-180 | 0 | 2 | 132 | 111 |
| 140-150 | 0 | 4 | 25 | 13 |
| 180-190 | 0 | 2 | 10 | 2 |
| 190-210 | 0 | 0 | 1 | 1 |
| 210 → | 0 | 0 | 0 | 0 |

ванием виртуального двигателя. Кроме того, это позволяет более эффективно решать вопросы, связанные с обеспечением параллельной работы генераторов и со все усложняющейся конфигурацией гибридных движительных систем. В целях ускорения разработки классификационных правил для гибридных систем была создана новая рабочая группа 20 CIMAC [6].

На разработку первых Правил МАКО M53 ушло 17 лет. В итоге к моменту их опубликования в 1986 году они оказались уже устаревшими, поскольку методы моделирования с тех пор ушли далеко вперед. Возникла необходимость в пересмотре Правил, однако, для этого понадобилось еще 17 лет, и первая исправленная редакция вышла лишь в 2004 году. К этому времени темпы нормотворчества заметно возросли, и на разработку второй исправленной редакции, утвержденной в 2011 году, ушло всего два года [7]. Ожидается, что эта работа будет продолжена, и третья редакция появится в 2016 году*.

В любом случае разработка нормативов по своим темпам всегда будет отставать от непрерывно меняющегося мира. Таким образом, возникает конфликт между методикой моделирования с использованием виртуального двигателя Wartsila и весьма консервативными правилами, основанными на прошлом опыте. В результате для новых разработок фирма Wartsila в качестве нормативной базы вместо Правил МАКО теперь использует метод моделирования с использованием виртуального двигателя.

Верификация нагрузочных режимов

Среди показателей качества двигателя одним из важнейших, с точки зрения заказчиков, в настоящее время становится его приемистость, т. е. способность к быстрому приему нагрузки. Для проектантов это означает необходимость повышения точности моделирования, в частности разработки реалистичной модели виртуального двигателя, которая позволила бы достоверно воспроизводить не только переходные процессы, свойственные любой энергосистеме, такие как, например, короткие замыкания и отключение генераторных автоматов [9], но и динамику всей силовой установки судна с электродвижением. В качестве такой установки могут рассматриваться, в частности, гибридная (электромеханическая) пропульсивная установка современного судна, небольшая автономная электростанция, обслуживающая буровые агрегаты, или морская буровая платформа.

Wartsila постоянно ведет сбор данных о работе своего оборудования по всему миру. В частности,

производится сбор и статистический анализ данных по амплитуде и фазе максимального давления в цилиндре (табл. 1). В столбцах таблицы содержатся значения фазового сдвига точки максимального давления относительно ВМТ, а в строках — соответственно пиковые значения максимального давления. Данный тип двигателя используется в установках, работающих преимущественно при частичных нагрузках, что видно из таблицы, где максимальное число циклов нагружения приходится на двигатели с максимальным уровнем давления в цилиндре в диапазоне 45–140 бар, тогда как расчетное значение этой величины для данного типа двигателя составляет 190 бар. Кроме того, следует отметить, что в 14 циклах имело место превышение рас-

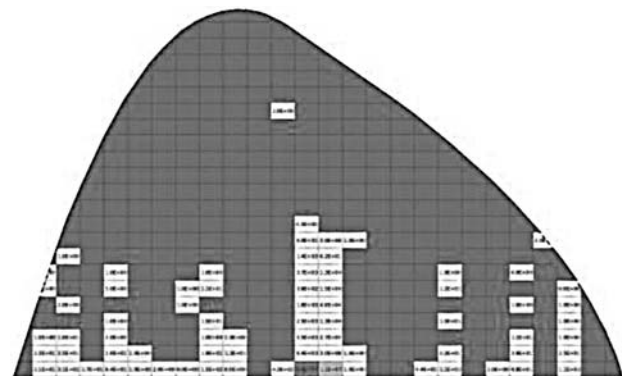


Рис. 1. Показания тензодатчиков, установленных на коленвалах двигателей, в 2D-гистограмме. Горизонтальная и вертикальная оси представляют соответственно средние и амплитудные значения напряжений. Двухмерная диаграмма ограничена пределами усталостной прочности материала коленвала

* Действующая (третья) редакция была утверждена в июне 2017 года. На 2024 год планируется выход четвертой редакции.

четного значения максимального давления. Статистически эту величину можно считать пренебрежимо малой, так как она соответствует вероятности примерно четырех событий на десять миллионов циклов. Однако в расчетах малоциклового усталости эти циклы должны быть учтены.

Нашими специалистами было также выполнено исследование усталостных напряжений методом больших данных в трех различных локациях. Каждый из соответствующих массивов данных содержит по три терабайта информации, полученной от тензодатчиков, установленных на коленвалах двигателей. Эти результаты иллюстрируются диаграммой усталости Хейя (Haigh-diagram), показанной на рис. 1, где по осям абсцисс и ординат отложены соответственно средние и максимальные значения усталостных напряжений. Обе оси рассматриваются в качестве гистограмм, где указано число циклов двигателя по каждой локации, для которой строились диаграммы Хейя. Точные значения напряжений в данном случае не столь важны, и во избежание путаницы они исключены из рассмотрения. Наиболее интересные точки на рис. 1 — это точки пересечения кривой с диаграммой Хейя (пунктирная линия). Всего было обнаружено десять циклов, которые должны быть учтены в расчетах малоциклового усталости.

Высокое значение среднего эффективного давления в цилиндре — весьма серьезная проблема для проектантов двигателя, решение которой требует значительно более продвинутой методики выбора геометрических параметров машины. Помимо механической нагрузки (высокого давления), тепловая нагрузка (т. е. температура компонентов двигателя) с увеличением его КПД тоже возрастает. Рост пиковых значений давления вызывает усиление высокочастотной вибрации, что может вызывать, например, стук в зубчатых передачах. Порядок чередования всплесков также очень важен, и его правильный выбор оказывает большое влияние на усталостную прочность коленвала и других компонентов двигателя.

Верификация влияния свойств материалов и технологии изготовления коленчатого вала

Для того чтобы преимущества новых методов моделирования были использованы в полной мере, необходимы особенно тщательное изучение и учет свойств материалов вала. В ходе совместной с поставщиками коленвалов работы была проведена серия испытаний новых материалов. При этом был применен ряд новых методов их экспериментальной проверки, что позволило использовать преимущества от использования новых методов моделирования и от повышения усталостной прочности материала коленвалов с максимальной эффективностью [10, 11].

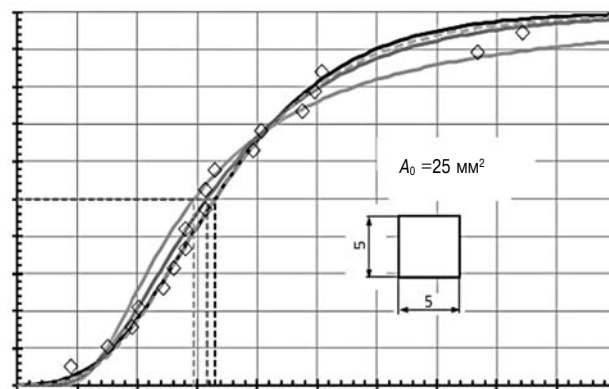


Рис. 2. Зависимость распределения включений в стали от статистической плотности распределения

Современный метод ультразвукового исследования дефектоскопом с фазированной решеткой, описанный в [12], использовался не только как надежное средство проверки материала на качество и чистоту, но и как инструмент для сбора статистических данных о наличии и характере внутренних дефектов стали. По базе статистических данных определялось распределение включений в стали (рис. 2). Горизонтальная и вертикальная оси представляют соответственно эффективный размер и относительную кумулятивную плотность распределения.

Уравнение Мураками (1) показывает влияние включений на предел усталости материала

$$\sigma_{af} = \sigma_{aR=-1} \left(\frac{a_{med}}{a} \right)^p, \quad (1)$$

где σ_{af} — предел усталости (который уменьшился); $\sigma_{aR=-1}$ — предел усталостной прочности материала при коэффициенте асимметрии цикла, равном минус единице; a_{med} — медианный размер дефекта материала; a — измеренный размер дефекта; p — постоянная материала.

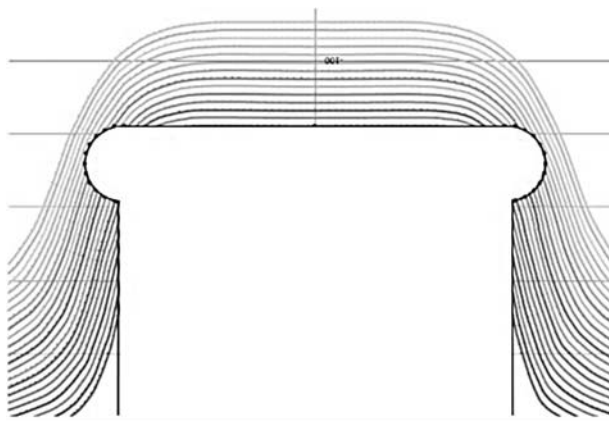


Рис. 3. Направление волокон материала в поперечном сечении коленвала

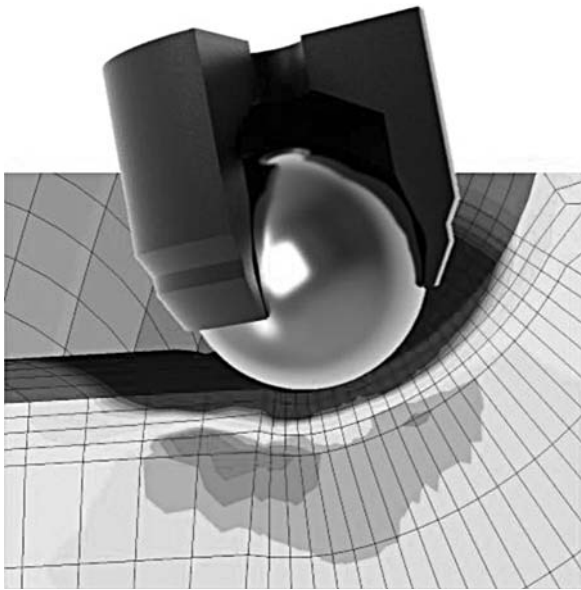


Рис. 4. Накатка галтели коленвала. Распределение напряжений сжатия (более темных) и растяжения (более светлых)

Из уравнения со всей очевидностью следует, что с ростом размеров дефекта предел усталостной прочности материала уменьшается.

Направление волокон материала в поперечном сечении коленвала показано на рис. 3. Эти данные могут быть использованы для представления локальных свойств материала в математических моделях. При этом сначала были измерены значения пределов усталостной прочности материала и среднеквадратических отклонений, после чего были построены соответствующие зависимости для вертикальной и горизонтальной осей координат в поперечном сечении коленвала.

Совместно с изготовителями коленвалов были разработаны прогрессивные технологии упрочнения металла, направленные на повышение его усталостной прочности, такие как, например, объемная штамповка [14] (рис. 4), накатка [13] и ковка. Технологический процесс моделировался с использованием

нелинейного метода конечных элементов (МКЭ), а измерение остаточных напряжений на стороне сжатия проводилось рентгенодифракционным методом.

На рис. 4 показано распределение напряжений сжатия (т. е. желательные, обозначены темным цветом) и растяжения (т. е. нежелательные, обозначены более светлым цветом). Для более наглядной иллюстрации технологического процесса на рисунке также показан использованный для накатки инструмент (ролик).

Были также разработаны методы моделирования распределения усталостных напряжений при многоосном нагружении и методы испытаний для верификации результатов измерений. Модель виртуального двигателя Wartsila учитывает все наиболее сложные варианты распределения нагрузок, и включает в себя самые достоверные модели материалов, что особенно ценно для расчетов таких элементов, как, например, радиусы галтелей.

Продвинутое моделирование с помощью виртуального двигателя

Моделирование динамики силовой установки с учетом характера нагружения современного среднеоборотного двигателя является далеко не про-

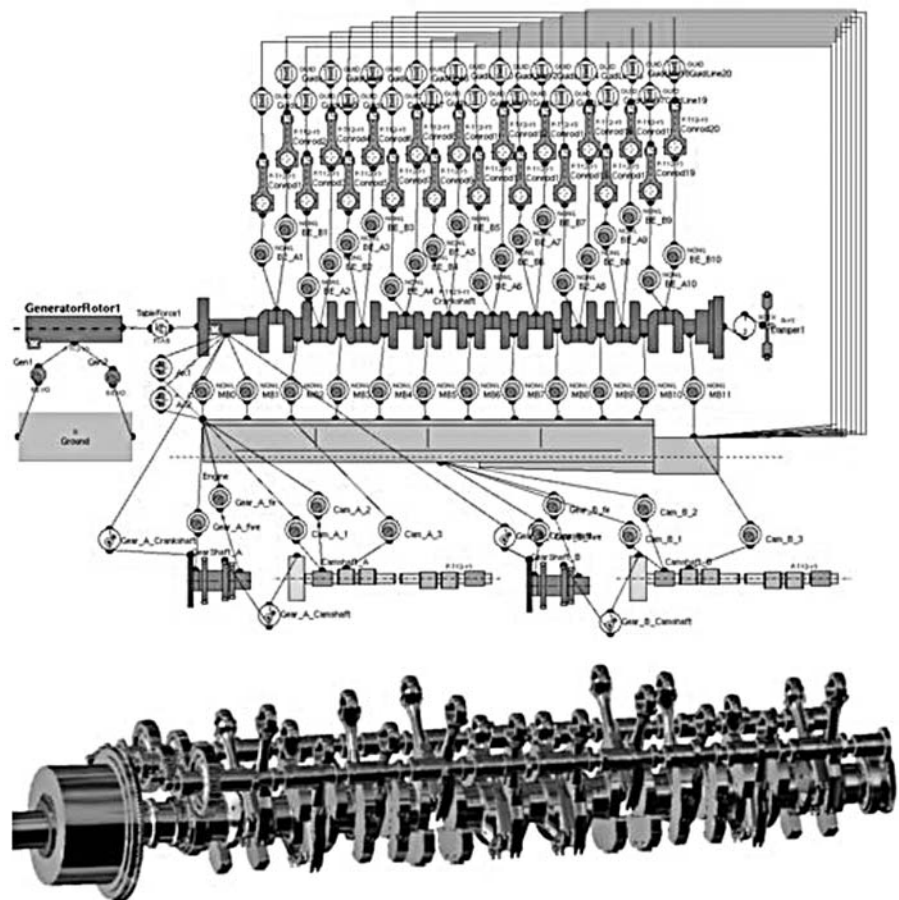


Рис. 5. Модель виртуального двигателя для дизель-генератора типа W20V31

стой задачей. Во-первых, трудно составить реалистичное представление взаимодействия компонентов установки с учетом вариативности компонентов и разнообразия связей между ними. Во-вторых, параметры нагружения отдельных компонентов тесно взаимосвязаны, следовательно, для точного расчета компонентов необходимо рассматривать динамику системы в целом. Модели виртуального двигателя Wartsila являются отображением многотельных динамических систем, таких, например, как дизель-генераторы и пропульсивные силовые установки с изменяемой конфигурацией.

Главным достоинством использования метода виртуального двигателя является то, что он позволяет эффективно воспроизводить реальную геометрию подобных систем, параметры жесткости и инерции отдельных компонентов, включая подшипники, а также связей между ними. Наличие координаты времени дает возможность воспроизводить нелинейности системы, в частности, в том, что касается свободных и вынужденных колебаний. Одно из наиболее ценных качеств метода моделирования — способность реалистично воспроизводить условия нагружения подшипников и элементов зубчатых передач.

Наиболее тяжелыми для коленвала являются изгибающие и торсионные нагрузки, возникающие под действием давления газов в цилиндре. Эти нагрузки для каждого колена не одинаковы, а зависят, в частности, от порядка чередования вспышек. Важную роль играют при этом силы инерции от поступательно движущихся масс и осевые вибрации, вызывающие дополнительные напряжения изгиба в материале коленвала. Кроме того, моделирование с использованием виртуального двигателя Wartsila позволяет учесть нелинейности и демпфирование в муфте, а также высокочастотные напряжения, возникающие, например, в результате вибрации в зубчатой передаче и в подшипниках.

Более того, включение в модель виртуального двигателя Wartsila системы автоматики и генератора дает возможность имитировать переходные процессы в реальной установке, вызываемые внеш-

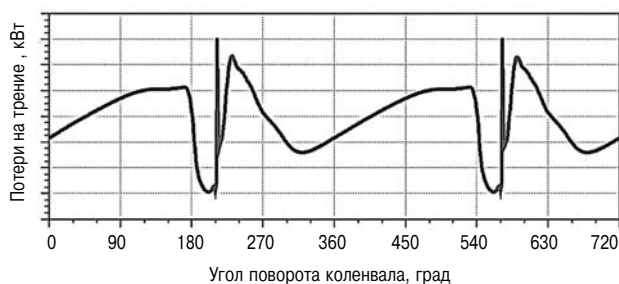


Рис. 6. Потери на трение в гидродинамическом режиме

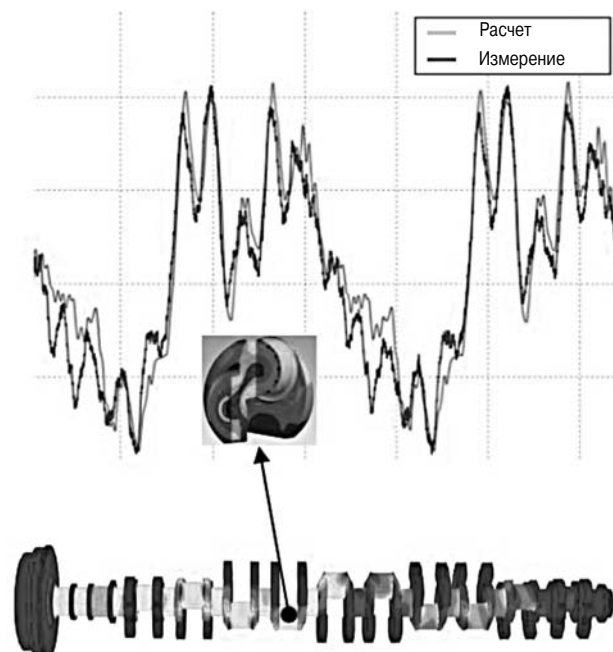


Рис. 7. Крутящий момент в средней точке коленвала. Крутящий момент — результат расчета по модели MBS. Описание методики измерения реального значения крутящего момента выходит за пределы темы настоящего доклада

ними возмущающими воздействиями со стороны сети или пропульсивной системы.

Модели подшипников и редукторов в многотельных системах основаны на их реальных физических параметрах, таких как, например, величины зазоров и расхода масла в подшипниках, поэтому они достаточно достоверны и не нуждаются в таком количестве допущений, как традиционные (более простые) методы. Столь подробные ЭГД-модели могут быть использованы для минимизации трения в двигателе [16]. На рис. 6 приведена характеристика потерь на трение в двигателе. По вертикали отложены фактические потери на трение, а по горизонтали — значения угла ПКВ.

Разумеется, сложные модели требуют тщательной верификации с помощью измерений, которые показали, что применение модели виртуального двигателя Wartsila позволяет чрезвычайно точно имитировать динамику механических передач даже с учетом высоких частот, например, при наличии вибраций противовесов. В качестве примера на рис. 7 показаны временные характеристики крутильных колебаний, измеренные на реальном двигателе и совпадающие с результатами моделирования с удивительной точностью. Это свидетельствует о том, что все динамические характеристики коленвала и его компонентов учтены и оценены правильно.

Динамические граничные условия, найденные по результатам моделирования с помощью мо-

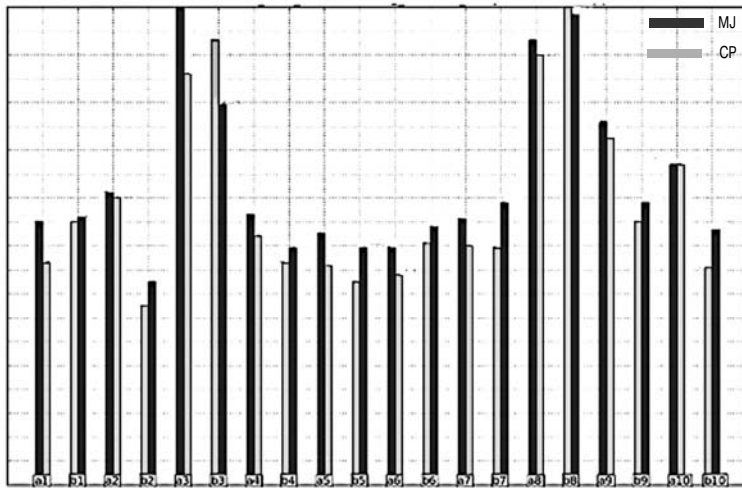


Рис. 8. Распределение коэффициентов запаса прочности в компонентах коленвала. Темные столбцы представляют коэффициенты запаса (MJ) в главном подшипнике, а светлые (CP) — в галтели мотылевой шейки вала

дели виртуального двигателя Wartsila, могут быть использованы для моделирования на уровне компонентов, чтобы применить реалистичные граничные условия при анализе напряжений, который необходим для точного расчета усталостной прочности.

Усталость, анализ, надежность

Принимая во внимание сложный характер действующей нагрузки на коленчатый вал, его проектирование должно вестись на основе статистического анализа с учетом многоосевого нагружения. Вероятность отказа из-за синергетического разрушения описывается уравнением 2 (см. [17]),

$$P = 1 - \int_{-\infty}^{\infty} f_s(\sigma_s) d\sigma_s \int_{\sigma_s}^{\infty} f_f(\sigma_{af}) d\sigma_{af}, \quad (2)$$

где P — предельно допустимая вероятность отказа с учетом случайного характера усилий и напряжений; $f_s(\sigma_s)$ — плотность распределения напряжения σ_s ; $f_f(\sigma_{af})$ — плотность распределения предела усталостной прочности σ_{af} .

В нашем случае расчет напряжений в каждой детали коленвала ведется с использованием соответствующих моделей МКЭ по нагрузкам, вычисленным в результате моделирования с помощью модели виртуального двигателя Wartsila. В качестве примера на рис. 8 приведено неравномерное распределение коэффициентов запаса прочности внутри коленвала. Результаты отчетливо демонстрируют преимущества данного метода по сравнению с правилами МАКО UR M53. Модель для вычислений методом конечных элементов учитывает факторы, обусловленные технологией

изготовления коленвала, такие как направление волокон материала и остаточные напряжения, поскольку они оказывают существенное влияние на его усталостную прочность. Кроме того, данная модель учитывает механизм образования мелких трещин, отражающий влияние включений на усталостную прочность коленвала. При этом учитываются переменные нагрузки, возникающие в материале коленвала под действием внешних возмущений в виде моментов сопротивления со стороны сети или пропульсивной установки. Разумеется, все упомянутые возмущения носят статистический характер, поэтому необходимо учитывать колебания нагрузки и параметров материала. Для этого необходимы интенсивные эксплуатационные испытания на реальных объектах заказчиков.

Заключение

В настоящем докладе описан процесс верификации модели виртуального двигателя Wartsila. Как показало сравнение результатов моделирования и испытаний на реальном двигателе, модель виртуального двигателя Wartsila практически полностью адекватна реальному двигателю. Данный метод обеспечивает робастное проектирование, нечувствительное к колебаниям различных параметров при работе двигателя.

Конструкция коленвала, разработанная с применением данного метода, отличается повышенной надежностью и безопасностью. Это достигнуто за счет повышенной точности всех исходных данных для расчета, т. е. фактических нагрузок и свойств материала, которые получены в результате статистической обработки данных реальных измерений, применения самых современных методов расчетов усталостной прочности, фреттинга и механизмов излома. Метод обеспечивает создание коленвалов со сверхвысоким ресурсом, что позволяет дать гарантию необслуживаемой работы в течение всего срока службы изделия.

Максимальный диапазон рабочих условий может быть гарантирован с необходимым запасом в отношении как вида используемого топлива, так и условий эксплуатации.

Модель виртуального двигателя Wartsila может учитывать различные характеристики сгорания в газовых, двухтопливных и дизельных двигателях, а также переходные процессы при выходе за пределы установленного диапазона рабочих нагрузок. Уменьшение потерь на трение в подшипниках увеличивает КПД двигателя и уменьшает выбросы.

В двигателе, спроектированном на основе указанных выше принципов, достигнут рекордный для своего класса уровень КПД, что подтверждает книга рекордов Гиннеса за 2015 год.

Условные обозначения и сокращения

МАКО UR M53 — Международная Ассоциация Классификационных Обществ. Единые требования к расчетам коленвалов двигателей внутреннего сгорания

МКЭ — метод конечных элементов

ММС — моделирование многотельных систем

ЭГД — эластогидродинамика

Робастное проектирование — принцип создания конструкции, нечувствительной к колебаниям различных параметров при работе двигателя

Литература

1 *Shabana A.A.* Flexible Multibody Dynamics: Review of Past and Recent Developments, Multibody System Dynamics, 1997, Vol. 1, Issue 2, P. 189–222.

2 *Drab C.B., Engl H.W., Haslinger J.R., Offner G., Pfau R.U., Zulehner W.* Dynamic simulation of crankshaft multibody systems, Multibody System Dynamics, 2009, Vol. 22, Issue 2, P. 133–144.

3 *Papadopoulos I. V., Davoli P., Gorla C., Filippini M., Bernasconi A.*, A comparative study of multiaxial high-cycle fatigue criteria for metals", 1997, Int. J. Fatigue Vol. 19, No. 3, P. 219–235.

4 *Astrand U.* W31 world's most efficient 4-stroke engine, CIMAC, 2016.

5 *Kumar P., Singh A.K.* Grid Codes: Goals and Challenges, 2014, Renewable Energy Integration, Part of the series Green Energy and Technology, P. 17–39.

6 CIMAC WG20 System Integration, <http://www.dmac.com/working-groups/wg20-system-integration/index.html>

7 *Bakken G.M.* IACS UR M53 | Milestones, CIMAC WG4 'Crankshaft Rules' Stockholm meeting minutes, 2015, DNV GL.

8 *Savolainen M., Tienhaara H., Resch T., Smiljanic B.* 'Comparison of Crankshaft Calculation Methods with Reference to Classification Societies Requirements.', CIMAC, 2010.

9 *Konno J., Frondelius T., Resch T., Santos-Descalzo M.J.* Simulation-based Grid Compliance, CIMAC, 2016.

10 *Yakura R., Shinozaki T., Sakai T., Ueno A., Kikuchi S., Miura T., Mori H., Fujitsuna N., Matsuda M.* Fatigue Strength of Super Clean Solid type Crankshafts, CIMAC, 2013.

11 *Tezanos J., Elvira R., Postigo C., Llanos M.* Steel Making Process for Increasing the Fatigue Life of Continuous Grain Flow Monoblock Crankshafts, Proceedings of Conference Sidenor I+D IFM-16 (2006).

12 *Silvonen A., Halla-Aho P., Hakkarainen T.* «Modern Ultrasonic Quality Evaluation of Large Crankshafts.», CIMAC, 2010.

13 *Altenberger I.* Deep rolling—the past, the present and the future. Proceedings of 9th international conference on shot peening. 2005.

14 *Alfing Kessler Large Crankshafts: Surface treatment*, <http://www.alfing-crankshafts.com/en/large-crankshafts/surface-treatment.html>

15 *Fitzpatrick M.E., Fry A.T., Holdway P., Kandil F.A., Shackleton J., Suominen L.* Determination of Residual Stresses by X-ray Diffraction — Issue 2, Measurement Good Practice Guide No. 52, 2005. ISSN 1744-3911.

16 *Knauder C., Allmaier H., Sander D. E., Salhofer S., Reich F.M., Sams T.* Analysis of the Journal Bearing Friction Losses in a Heavy-Duty Diesel Engine, ISSN 2075-4442, Lubricants, 2015.

17 *Rabb R.* Todennakoisyysteoriaan pohjautuva vasymisanalyysi. ISBN: 978-952-286-210-5.

ОЦЕНКА УСТАЛОСТНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ В КОВАНОМ КОЛЕНЧАТОМ ВАЛУ ПРИ МНОГООСНОМ НАГРУЖЕНИИ И ВЛИЯНИЕ РАЗМЕРОВ НЕМЕТАЛЛИЧЕСКИХ ВКЛЮЧЕНИЙ НА ЕГО УСТАЛОСТНУЮ ПРОЧНОСТЬ

Tomoya Shinozaki, Mariko Matsuda, Masato Ota, Tomonori Ikegami, Nobuyuki Fujitsuna, Kobe Steel Ltd. Atsushi Sugeta, Hiroshima University

1. Введение

Одним из важнейших компонентов двигателя является коленвал, преобразующий с помощью шатунов возвратно-поступательное движение поршней во вращательное. В течение всего срока службы коленвал подвергается непрерывным циклическим нагрузкам, вызывающим изгибные и касательные напряжения. Это означает, что при расчете коленвала решающее значение имеют усталостные напряжения от изгибающих и крутящих моментов.

В большинстве случаев коленвалы мало- и среднеоборотных двигателей изготавливаются методомковки из крупных заготовок (слитков). В кованых коленвалах неизбежно присутствуют неметаллические включения, возникающие во время литья и механической обработки слитка. Как известно, такого рода неметаллические включения (далее именуемые просто «включениями») существенно влияют на показатели усталостной прочности металла, являясь источниками возникновения усталостных трещин [2]. Вот почему важно исследовать вопрос о влиянии размеров включений на усталостную прочность коленвалов в интересах как производителей, так и пользователей.

Расчетная усталостная прочность коленвалов судовых двигателей регламентируется требованиями классификационных обществ. Согласно правилам МАКО (UR M53 [3]) усталостная прочность коленвала определяется его геометрией и временным сопротивлением (на разрыв) используемого материала, что обеспечивает достаточный запас его прочности даже при наличии крупных включений.

Однако в настоящее время значительный прогресс в технологиях литья и обработки стали сделал возможным получение «чистой» стали, содержащей гораздо меньше таких включений, как по количеству, так и по размерам. К тому же продолжает повышаться качество производства стали, что делает возможным получение стали высокой чистоты в достаточных количествах. Можно предположить, что более глубокое изучение вопроса о влиянии посторонних вклю-

чений на усталостную прочность коленвалов позволит повысить предельно допустимые расчетные напряжения для чистой стали. Исходя из этого авторы поставили перед собой следующие задачи.

1. Установить соотношение между усталостной прочностью и максимальным размером включения в материале коленвала.
2. Убедиться в том, что это соотношение может быть распространено на все коленвалы.
3. Рассчитать усталостную прочность вала, находящегося под воздействием сил и крутящих моментов, действующих в различных плоскостях, с учетом имеющихся включений.

2. Экспериментальная часть

2.1. Материалы

Для эксперимента были подготовлены два вида типичных кованых коленвала (табл. 1). Они были выполнены соответственно из угле-

Таблица 1

Конструкция и материалы коленвалов, проходивших испытания

| Конструкция коленвала | Диаметр цилиндра, мм | Материал | Обозначение по ClassNK | Материал, № | S, (ppm) | O, (ppm) | (Н/мм ²) |
|-----------------------|----------------------|-------------------------|------------------------|-------------|----------|----------|----------------------|
| Полусборный | 700 | Углеродистая сталь | KSF65 | 65-A | 18 | 12 | 698 |
| | | | | 65-B | 50 | 11 | 724 |
| | | | | 65-C | 110 | 10 | 668 |
| Цельнокованный | 320 | Низколегированная сталь | KSFA 90 | A90-A | 5 | 8 | 941 |
| | | | | A90-B | 97 | 17 | 980 |

родистой стали, временное сопротивление на разрыв которой составляет 640 Н/мм² (KSF65 согласно Nippon Kaiji Kyokai (ClassNK)) и низколегированной стали, временное сопротивление на разрыв которой составляет 880 Н/мм² (KSFA 90). Чтобы установить влияние включений на прочность обоих видов стали, были изготовлены стали с различной степенью чистоты. Как отмечалось в нашем предыдущем докладе [4], включения, встречающиеся в кованых коленвалах, содержат, главным образом, серу (S) и кислород (O). Чистота стали для испытываемых коленвалов проверялась на содержание S или O.

Кривошипные для коленвала полусборного типа были изготовлены из слитков весом от 50 до 70 тонн методом объемной штамповки [5]. Колена для цельнокованого вала были изготовлены по технологии фирмы RR-forging (материал с постоянным наложением волокон (CGF)) [6].

2.2 Испытания на усталостную прочность

Были проведены две серии испытаний на усталостную прочность для двух образцов коленвала — уменьшенного и полномасштабного. Уменьшенный образец — это образец, вырезанный из опытного коленвала. Вначале были

Таблица 2

Условия испытаний образцов на усталостную прочность

| | Малый образец | Образец реальных размеров |
|------------------------------|---|---------------------------|
| Нагрузка | 1. Осевое (двунаправленное) нагружение 2. Скручивание 3. Осевое нагружение и скручивание ($\tau/\sigma = 0,43$ и $1,0$) | Резонансный изгиб |
| Метод испытаний | Пошаговое увеличение нагрузки | |
| Форма волны | Синусоида | |
| Коэффициент асимметрии цикла | -1 (полностью симметричный) | |
| Частота | 10~30 Гц | 20~30 Гц |
| Количество циклов | $5 \cdot 10^6$ циклов | $1 \cdot 10^7$ циклов |

проведены всесторонние испытания уменьшенных образцов. Цель этих испытаний — исследование соотношений между усталостной прочностью и размерами включений при различных условиях нагружения. Затем были проведены испытания полномасштабного образца для верификации результатов предыдущей серии испытаний. Условия испытаний на усталостную прочность уменьшенного и полномасштабного образцов приведены в табл. 2. Методы испытаний описаны ниже.

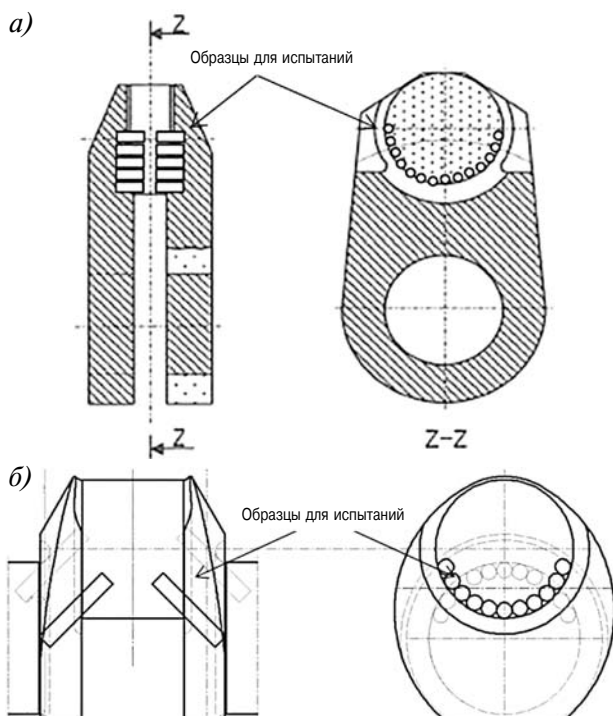


Рис. 1. Схема испытываемых образцов материала полусоборного (а) и цельнокованого (б) коленвалов

Испытания уменьшенного образца

Образцы материала вырезались из колена фрагмента полномасштабного вала (рис. 1), после чего нарезались на стандартные элементы для испытаний длиной 20 мм и диаметром 15–20 мм с чистой поверхностью. Они были отполированы и отшлифованы наждачной бумагой № 1200.

Кроме того, в некоторых из них просверлили отверстие, чтобы затем сравнить результаты испытаний гладких и «дырчатых» элементов. Диаметр и глубина отверстий были в пределах от 100 до 1000 мкм.

При проведении усталостных испытаний производилось осевое нагружение (двунаправленное) и скручивание, а также комбинированное нагружение (с пошаговым увеличением нагрузки). При пошаговом увеличении нагрузки напряжение в первом образце, очевидно, не достигало предела усталости. Испытания первого образца были продолжены с пошаговым увеличением нагрузки ступенями по 20 Н/мм² (KSF65) или по 40 Н/мм² (KSAF 90), вплоть до его разрушения. Испытания с комбинированным (многоосным или одноосным) нагружением в сочетании со скручиванием проводились при двух значениях соотношения амплитуд — соответственно $\tau/\sigma = 0,43$ и $1,0$. Число

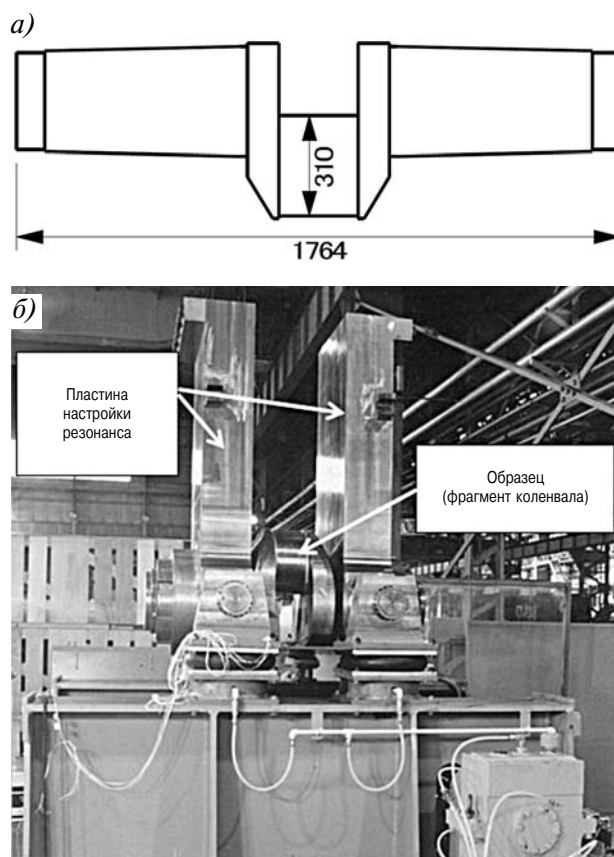


Рис. 2. Опытный полноразмерный образец (а) и общий вид машины для усталостных испытаний (б)

циклов до разрушения оценивалось величиной $5 \cdot 10^6$.

Испытания полноразмерного образца

Испытания на усталостную прочность при изгибе проводились на цельнокованом коленвале с диаметром мотылевой шейки 310 мм. Форма полноразмерного образца коленвала и общий вид машины для испытаний на усталостную прочность показаны на рис. 2. Реальные амплитудные значения напряжений при испытаниях определялись по показаниями тензодатчиков, расположенных на галтели мотылевой шейки. Нагрузка при этом увеличивалась такими же шагами, как и при испытаниях уменьшенного образца.

2.3. Обследование поверхностных трещин

Трещины на поверхности всех испытываемых образцов обследовались с помощью сканирующего электронного микроскопа. При этом особое внимание уделялось точкам образования трещин. При обнаружении включений в таких точках их размер, оцениваемый по \sqrt{area} , определялся методом Мураками [2].

3. Результаты исследования

3.1. Результаты испытаний на усталостную прочность при осевом нагружении

В качестве примера на рис. 3 показаны результаты испытаний на усталостную прочность при осевом (двунаправленном) нагружении гладкого образца KSFA90 пошаговым методом. Этот метод позволяет определить предел усталостной прочности для каждого образца. Как видно из рис. 3, разброс значений усталостной прочности образца A90-B, содержащего большое количество включений, гораздо больше, чем у образца

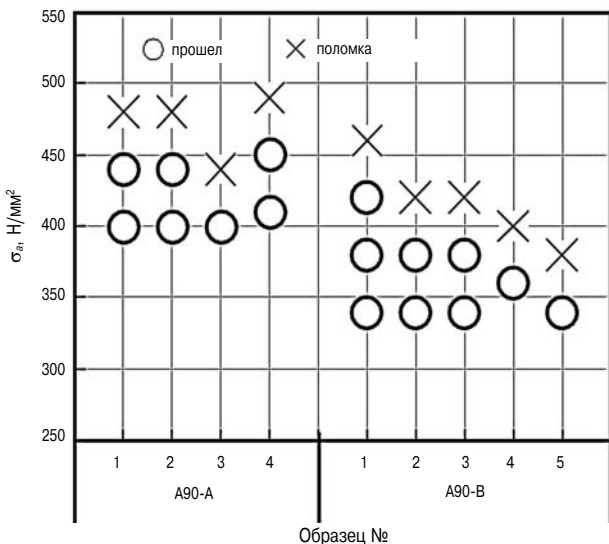


Рис. 3. Пример результатов испытаний гладкого образца на усталостную прочность при ступенчатом увеличении нагрузки. Цифры показывают значения результатов испытаний при осевом (двунаправленном) нагружении гладкого образца KSFA90

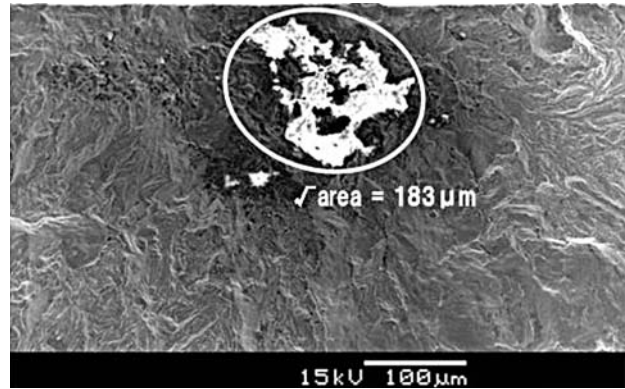


Рис. 4. Типичный вид поверхности образца KSFA90, содержащего включения. Фото сделано сканирующим электронным микроскопом SEM

A90-A, при этом нижний предел усталостной прочности у него значительно меньше. Типичный пример включения (в точке начала развития трещины в образце A90-B) показан на рис. 4. Известно, что в большинстве случаев именно зоны включений являются источниками развития усталостной трещины.

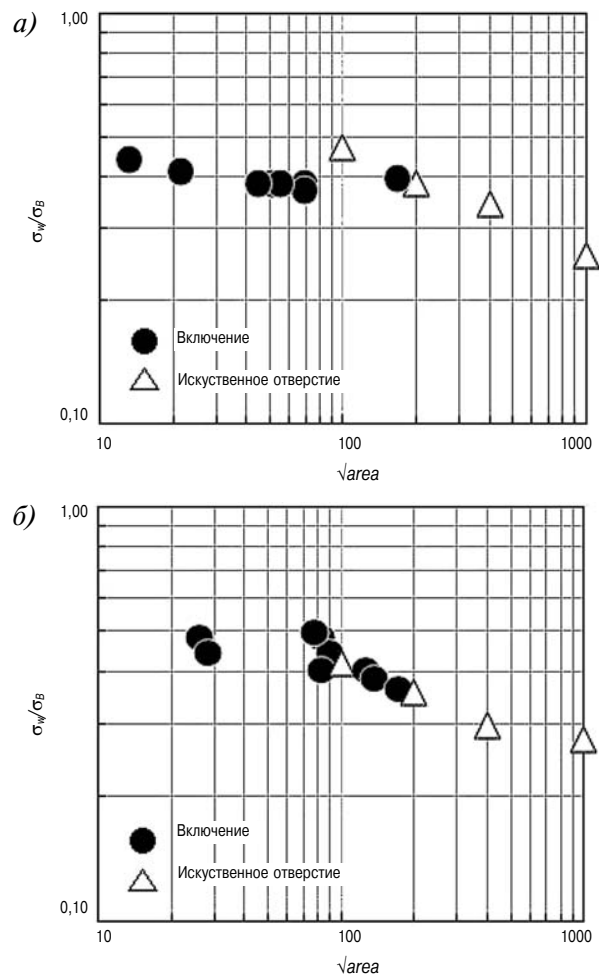


Рис. 5. Соотношение между коэффициентом усталостной прочности и малым размером дефекта при осевом нагружении для (а) KSFA65 и (б) KSFA90

стных трещин. Максимальный размер включений, наблюдавшихся в ходе опытов, составил порядка 90 мкм для образца А90-А, и 183 мкм — для образца А90-В. На рис. 5 показано соотношение между усталостной прочностью при осевом нагружении и размерами небольшого дефекта, т. е. включения или искусственного сверления в точке начала развития трещины соответственно для образцов KSF65 (рис. 5, а) и KSFA90 (рис. 5, б). Поскольку значения усталостной прочности испытываемых материалов несколько различаются, приведем относительные величины данного параметра для каждого материала. Сравнение эффекта от наличия включений (естественных) и сверлений (искусственных) на рис. 5 показывает, что характер зависимостей в обоих случаях совпадает. Это подтверждает возможность использовать искусственные сверления для имитации эффекта включений.

Как видно из рис. 5, по мере роста размеров включений осевые усталостные напряжения возрастают. Однако, по-видимому, существует не-

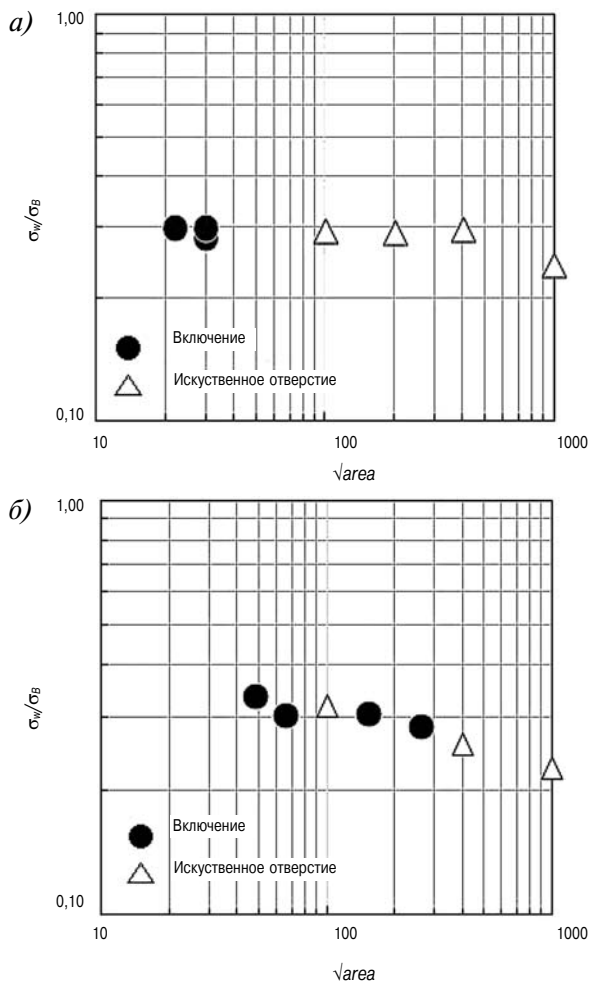


Рис. 6. Соотношение между усталостной прочностью и размером небольшого дефекта при осевом нагружении образцов KSF65 (а) и KSFA90 (б)

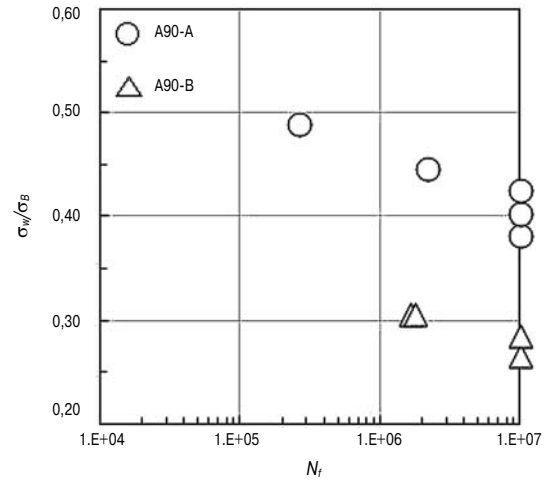


Рис. 7. Кривая $S-N$, полученная по результатам испытаний фрагментов полномасштабных коленвалов

кий критический размер дефекта, ниже которого включения перестают влиять на усталостную прочность, и этот критический размер для KSF65 и KSFA90 не одинаков. Усталостная прочность KSF65 (см. рис. 5, а) при значении \sqrt{area} менее 200 мкм от размеров дефекта практически не зависит, тогда как при дальнейшем увеличении \sqrt{area} она снижается. С другой стороны, усталостная прочность образца KSFA90 (см. рис. 5, б), содержащего включения размером более 100 мкм, при уменьшении \sqrt{area} возрастает. Это означает, что высокопрочная сталь, как уже упоминалось выше, более чувствительна к наличию дефектов.

На рис. 6 показаны результаты испытаний образцов на усталостную прочность при скручивании. Из них следует, что критический размер дефекта при измерении усталостной прочности на скручивание для образцов KSF65 (рис. 6, а) и KSFA90 (рис. 6, б) составляет порядка 400 и 200 мкм соответственно. Аналогичная тенденция наблюдается при испытаниях на скручивание, хотя в этом случае влияние включений менее заметно, чем при испытаниях с осевой нагрузкой.

Заметим, что при увеличении размеров включений усталостная прочность снижается, тогда как критический размер включений, когда они начинают влиять на усталостную прочность, зависит от условий нагружения и материала.

На рис. 7 показана кривая $S-N$, полученная по результатам испытаний фрагмента полномасштабного коленвала. Видно, что усталостная прочность в случае А90-В ниже, чем в случае А90-А, т. е. закономерность здесь та же самая, что и для уменьшенного образца.

3.2. Усталостная прочность фрагментов полномасштабных коленвалов

На рис. 8 показана структура поверхности во-круг зоны начала образования усталостной трещины во фрагменте полномасштабного коленвала.

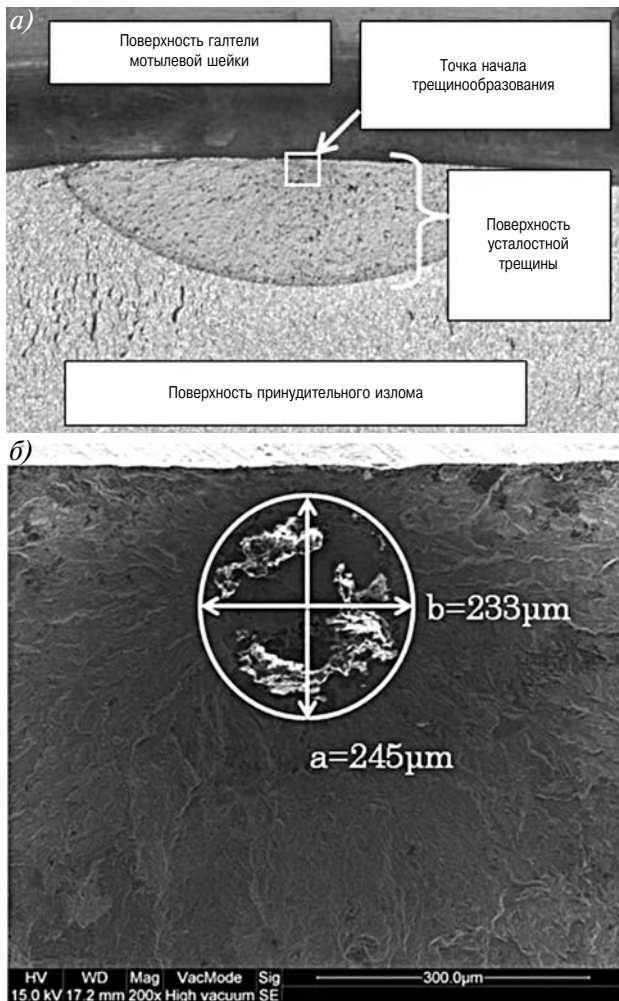


Рис. 8. Типичная картина поверхности фрагмента полномасштабного коленвала при большом увеличении: а — вид поверхности в зоне включения; б — фото, полученное со сканирующего электронного микроскопа (SEM) в зоне начала образования усталостной трещины

Трещинообразование начинается в зоне включения. Размеры включений в этой зоне для фрагмента полномасштабного коленвала приведены в табл. 3. В данном случае такая зона (включение) является не внутренним, а поверхностным дефектом. Усталостную трещину на поверхности образца А90-В-2 показать не удалось из-за происшедшей поломки в области искус-

Таблица 3

Результаты усталостных испытаний фрагментов полномасштабных коленвалов

| Образец | σ_a/σ_B | N_f (циклов) | \sqrt{area} , мкм |
|---------|---------------------|----------------|---------------------|
| А90-А | 1 | 0,49 | $2,6 \times 10^5$ |
| | 2 | 0,45 | $2,2 \times 10^6$ |
| А90-В | 1 | 0,31 | $1,6 \times 10^6$ |
| | 2 | 0,31 | $1,7 \times 10^6$ |

ственно созданного дефекта. Предполагается, что размеры включений в образце А90-В-2 примерно такие же, как и в образце А90-В-1, поскольку число циклов нагружения до разрушения было примерно одинаковым в обоих случаях. Таким образом, наблюдаемые включения в образце А90-В больше, чем в образце А90-А, а более низкое значение усталостной прочности в образце А90-В обусловлено относительно большими размерами включений.

Описанный выше характер влияния размеров включений во фрагменте полномасштабного коленвала на его усталостную прочность распространяется также на фрагмент коленвала уменьшенного масштаба.

3.3. Оценка усталостной прочности при многоосном нагружении

Испытания на усталостную прочность при многоосном нагружении проводились при двух значениях соотношения амплитуд — соответственно

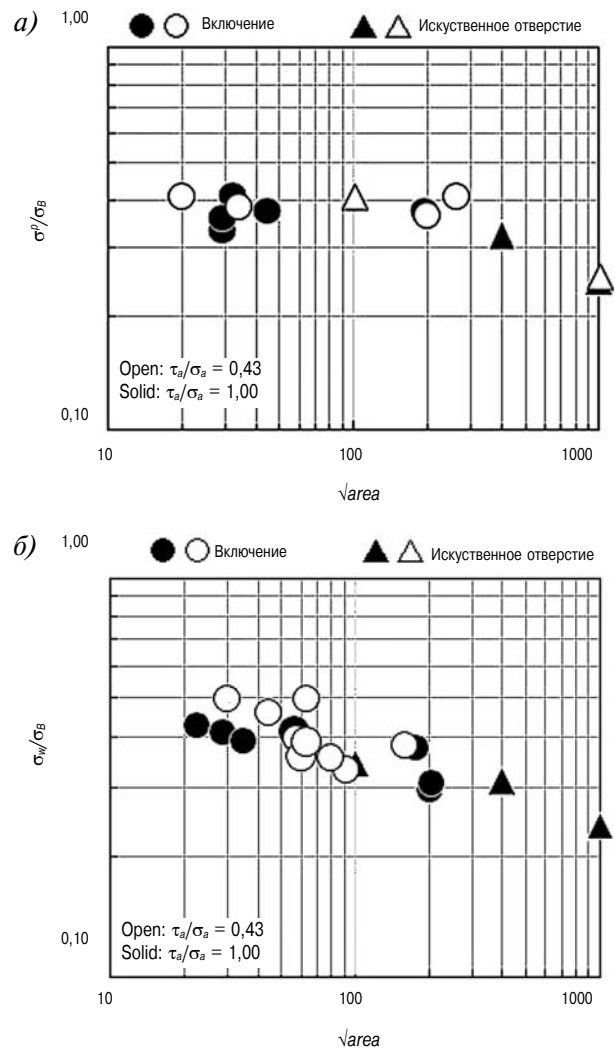


Рис. 9. Соотношение между усталостной прочностью и размером дефекта при многоосном нагружении образцов (а) KSF65 и (б) KSF90

$\tau/\sigma = 0,43$ и $1,0$. Результаты испытаний на усталостную прочность при многоосном нагружении показаны на рис. 9. Усталостные напряжения достигают максимума при сочетании переменных аксиальных усилий и крутящих моментов. Характер влияния размеров включений коленвала на его усталостную прочность при многоосном нагружении, показанный на рис. 9, по существу, тот же самый, что и в случае одноосного нагружения (см. рис. 5).

Результаты испытаний свидетельствуют о том, что усталостная прочность зависит от размеров включений в любом случае. При описании метода оценки усталостной прочности с учетом размеров включений были выбраны следующие критерии, применимые к случаю пропорционального многоосного нагружения:

➤ Модель Н.Д. Говга [8]:

$$\left(\frac{\sigma}{\sigma_w}\right)^2 + \left(\frac{\tau}{\tau_w}\right)^2 = 1. \quad (1)$$

➤ Модель W.N. Findley [9]:

$$\left(\frac{\sigma}{\sigma_w}\right)^{1/\varphi} + \left(\frac{\tau}{\tau_w}\right)^2 = 1, \quad (2)$$

где $\varphi = \sigma_w/\tau_w$.

На рис. 10 представлены результаты сравнения значений усталостной прочности, полученных расчетом по уравнениям (1) и (2), и измеренным в ходе экспериментов на образце, имеющем включения размерами 100 и 400 мкм. Значения усталостной прочности под воздействием аксиальных усилий и крутящих моментов показаны соответственно на рис. 5 и 6. Как следует из рис. 10, усталостная прочность, рассчитанная по уравнению (1), выше значений, полученных в результате экспериментов, тогда как усталостная прочность, рассчитанная по уравнению (2), хорошо согласуется с экспериментальными результатами. Из этого можно точнее оценить влияние размеров включений на усталостную прочность при комбинированной нагрузке.

4. Заключение

Для того чтобы полнее оценить влияние размеров включений на усталостную прочность и амплитуду напряжений в материале цельнокованного коленвала были проведены усталостные испытания коленвала при воздействии аксиальных усилий, крутящего момента и комбинированной нагрузки. На основании полученных результатов был разработан метод расчета усталостной прочности, учитывающий размеры существующих включений. Результаты проведенной работы позволяют сделать следующие заключения.

1. По мере роста размеров включений усталостная прочность образца всегда уменьшается, однако интенсивность ее уменьшения при этом зависит от материала и/или характера нагружения.

2. В полноразмерном образце коленвала включения являются источниками образования и развития усталостных трещин. То же самое относится и к уменьшенному образцу.

3. Результаты испытаний на усталостную прочность при многоосном нагружении образцов хорошо совпадают с результатами расчетов по методу Findley. Следовательно, усталостная прочность образца при комбинированном нагружении может быть с достаточной достоверностью оценена по результатам испытаний при одноосном нагружении с учетом размеров включений.

Условные обозначения

σ_B — предел прочности на разрыв, Н/мм²

σ — осевое напряжение, Н/мм²

σ_a — амплитуда осевого напряжения, Н/мм²

σ_w — усталостная прочность при осевой нагрузке, Н/мм²

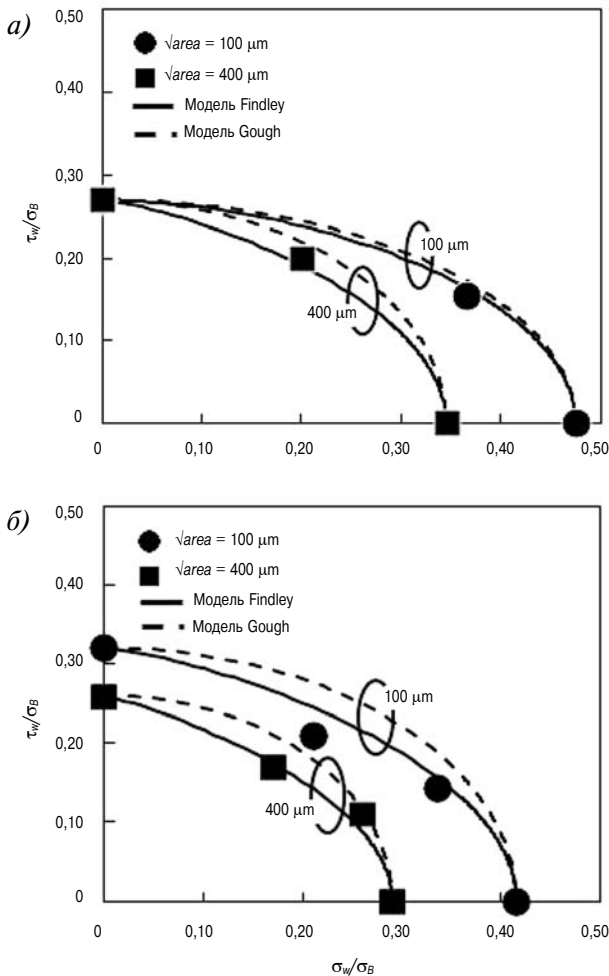


Рис. 10. Сравнение значений усталостной прочности, полученных расчетом по моделям Gough и Findley, с экспериментальными результатами, для образцов (а) KSF65 и (б) KSFA 90

τ — касательное напряжение, Н/мм²
 τ_a — амплитуда касательного напряжения, Н/мм²
 τ_w — усталостная прочность по касательному напряжению, Н/мм² (усталостная прочность по напряжению среза)
 σ^p — максимальное главное напряжение, Н/мм²
 N_f — циклическая долговечность
 \sqrt{area} — параметр размера дефекта, определяемый как среднеквадратичное значение площадей дефектов в одном поперечном сечении

Литература

1. Donath G. and Seidemann H. Design of Marine Diesel Engine Crankshafts: Comparison of Measured and Calculated Stresses Using the Proposed CIMAC Rules, Trans. IMarE (TM), 97(1985). — P. 2–26.
2. Murakami Y. Metal Fatigue: Effect of Small Defects and Nonmetallic Inclusions, Elsevier, (2002)
3. International Association of Classification Society,

«Requirements Concerning Machinery Installations, Unified Requirement M53», (2004)

4. Yakura R., Shinozaki T., Sakai T., Ueno A., Kikuchi S., Miura T., Mori H. Fujitsuna N. and Matsuda M. "Fatigue Strength of Super Clean Solid type Crankshafts, CIMAC Congress, (2013). — No. 422.
5. Arikawa. T, Horie. S, Nozaki. T, and Kagawa. Y Development of the Crank Throw Forging Process Using Numerical Simulation, 19th International Forgemasters Meeting, 2014. — P. 155–159.
6. Nishihara M. The Recent Improvement on the Crankshaft for Marine Diesel Engines, Journal of the M.E.S.J., Vol.8, No.10, (1973). — P. 764–778.
7. Weibull W. Fatigue Testing and Analysis of Results, Pergamon Press, (1961). — P. 15–18.
8. Gough H.J. Engineering Steels under Combined Cyclic and Static Stresses, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 160(1949). — P. 417–440.
9. Findley W.N. Fatigue of Metals under Combination of Stress, Trans. ASME, 79(1957). — P. 1337–1348.

ЮБИЛЕЙ!



**24 октября 2019 года исполняется 70 лет
 Виталию Анатольевичу Лиханову,
 заслуженному работнику высшей школы Российской Федерации,
 доктору технических наук, профессору, заведующему кафедрой
 тепловых двигателей, автомобилей и тракторов,
 проректору ФГБОУ ВО «Вятская государственная
 сельскохозяйственная академия» МСХ РФ.**

Виталий Анатольевич Лиханов в 1972 г. закончил факультет механизации сельского хозяйства Кировского сельскохозяйственного института и в этом же году поступил на работу в *Alma mater* (ныне — ФГБОУ ВО «Вятская государственная сельскохозяйственная академия»), где прошел путь от ассистента до проректора, заведующего кафедрой тепловых двигателей, автомобилей и тракторов.

В 1982 г. В.А. Лиханов защитил диссертацию на соискание ученой степени кандидата технических наук и был избран доцентом кафедры тракторов и автомобилей, где сформировалась его основная научная специализация — снижение вредных выбросов с отработавшими газами двигателей за счет замещения нефтяных топлив альтернативными.

В 1999 г. В.А. Лиханов защитил диссертацию на соискание ученой степени доктора технических наук, в 2001 г. ему было присваивается ученое звание профессора. В 2003 г. В.А. Лиханов возглавил кафедру тракторов и автомобилей, а с 2010 г. работает в должности проректора академии.

В.А. Лиханов известен в России и за рубежом как один из ученых, активно участвующих в разработке приоритетных направлений технической науки. Он стал основателем и руководителем научной школы «Улучшение эксплуатационных показателей дизелей путем применения альтернативных видов топлива», которая известна как одна из ведущих в Российской Федерации. Непосредственно профессором Лихановым и под его руководством выполнены теоретические и экспериментальные исследования рабочих процессов

автотракторных дизелей при работе на альтернативных видах топлива, в том числе газовых, изучению кинетики образования токсичных компонентов при их горении, разработке новых видов смесевых топлив на основе спиртов и растительных масел, систем подачи и дозирования этих топлив в цилиндры двигателя.

Список научных трудов В.А. Лиханов превышает 600 наименований, в том числе 11 изобретений. Всего учебников, учебных пособий и брошюр издано более 90 общим тиражом более полумиллиона экземпляров. Подготовленное в соавторстве трехтомное учебное пособие «Справочная книга тракториста-машиниста» номинировалось на премию Правительства Российской Федерации в области образования.

В.А. Лиханов на протяжении многих лет осуществляет подготовку научных кадров высшей квалификации по специальности 05.04.02 «Тепловые двигатели». Под его научным руководством выполнены и успешно защищены более 20 кандидатских диссертаций. В 2018 г. профессор Лиханов стал членом экспертного совета ВАК Минобрнауки РФ по энергетике, электрификации и энергетическому машиностроению.

За достигнутые успехи в областях развития науки, образования и общественной деятельности В.А. Лиханов многократно награждался Почетными грамотами Министерства труда и социального развития РФ, Министерства сельского хозяйства РФ, различными ведомственными наградами, званием «Почетный работник высшего профессионального образования Российской Федерации». Указом Президента РФ ему присвоено почетное звание «Заслуженный работник высшей школы Российской Федерации».

*Коллектив «Вятской государственной сельскохозяйственной академии»,
 коллеги и друзья, редакция научно-технического журнала «Двигательное»
 поздравляют Виталия Анатольевича с юбилеем
 и желают ему крепкого здоровья и успехов в плодотворной деятельности,
 направленной на сохранение лучших традиций коллектива кафедры и академии.*

УДК 621.431

Рыжов В.А. Состояние российского дизелеостроения для стратегических отраслей // Двигателестроение. — 2019. — № 3. — С. 3–7.**Ключевые слова:** ОАО «Коломенский завод», кризис управления, среднеоборотные форсированные дизели, технологическая отсталость производства, развитие литейного и вспомогательных производств, подготовка инженерных кадров.

Рассмотрено состояние и проблемы развития производства среднеоборотных форсированных двигателей для железнодорожного и морского транспорта, военно-морского флота и атомных станций на ОАО «Коломенский завод». Показано, что для устойчивого развития отрасли двигателестроения в России необходима разработка и реализация ряда государственных программ развития станкостроительной и инструментальной промышленности, литейного и заготовительного производств. В качестве неотложных мер предлагается введение государственного контроля за деятельностью частных предприятий, выпускающих продукцию по госзаказам для стратегических отраслей, изменение системы подготовки инженерных кадров по профилю «энергомашиностроение».

УДК 621.43

Кавтарадзе Р.З. Развитие теории рабочих процессов ДВС в МГТУ им. Н.Э. Баумана: от метода Гриневецкого до современных 3D-моделей (продолжение) // Двигателестроение. — 2019. — № 3. — С. 8–15.**Ключевые слова:** МГТУ им. Н.Э. Баумана, кафедра «Поршневые двигатели», специальность поршневые ДВС, создание и развитие теории рабочего процесса, научные школы кафедры ДВС МГТУ.

Показана роль кафедры «Поршневые двигатели» МГТУ им. Н.Э. Баумана в развитии фундаментальной теории поршневых двигателей, начиная от основателей специальности «Двигатели внутреннего сгорания (ДВС)», до настоящего времени. Проанализированы актуальные задачи исследования, прежде всего, внутрицилиндровых процессов, решенные на разных этапах развития поршневого двигателестроения усилиями кафедры. Упомянуты направления научно-исследовательских работ по системам газообмена, наддува, топливоподачи, термостойкости ДВС и их влияние на решение проблем совершенствования рабочего процесса. Ил. 6. Библ. 64 назв.

УДК 621.43: 621.891

Путинцев С.В., Пилацкая С.С., Ратников А.С. Методика и результаты трибологии вариантов цилиндропоршневых групп быстрогоходного дизеля // Двигателестроение. — 2019. — № 3. — С. 16–20.**Ключевые слова:** высокооборотный дизель, цилиндропоршневая группа, хонингованная поверхность, полированная поверхность, условия маслоснабжения, снижение потерь на трение.

Представлены результаты экспериментальной проверки трибологической эффективности применения гладкой (полированной) трущейся поверхности цилиндра в сравнении с шероховатой (хонингованной) и влияние условий маслоснабжения деталей цилиндропоршневой группы (ЦПГ) на трение в сопряжении цилиндр-поршень. Выполнены измерения потерь на трение различных вариантов деталей ЦПГ высокооборотного дизеля типа 1С48,5/8,0 (ТМЗ-450Д) с учетом погрешностей результатов прямых измерений контрольных величин. Показано, что применение цилиндра с гладкой полированной поверхностью и модернизированных шатуна с поршнем обеспечивают улучшение условий маслоснабжения трущихся поверхностей и снижение потерь на трение на 12–25 %. Табл. 3. Ил. 4. Библ. 11 назв.

УДК 621.436

Кочев Н.С., Плотников Л.В., Григорьев Н.И. Оптимизация фаз газораспределения тепловозного дизеля 8ЧН21/21 // Двигателестроение. — 2019. — № 3. — С. 21–26.**Ключевые слова:** тепловозный дизель, фазы газораспределения, цикл Миллера, технико-экономические показатели, снижение вредных выбросов.

Выполнен краткий обзор работ по применению цикла Миллера в дизелях различных классов. Представлены результаты численного моделирования и стендовых испытаний тепловозного дизеля 8ЧН21/21 с улучшенными технико-экономическими и экологическими показателями, полученными за счет оптимизации фаз газораспределения в цикле Миллера. Экспериментально подтверждено снижение удельного эффективного расхода топлива на номинальном режиме на 3,26 % при одновременном снижении вредных выбросов более чем на 30 %. Выбранное направление работ позволит обеспечить нормализацию вредных выбросов перспективных тепловозов. Табл. 2. Ил. 7. Библ. 18 назв.

УДК 621.436

Маслов А.П., Левцов М.В. Кинематический и динамический анализ КШМ W-образного двигателя с прицепными шатунами // Двигателестроение. — 2019. — № 3. — С. 27–30.**Ключевые слова:** W-образный двигатель, кривошипно-шатунный механизм, кинематический и динамический анализ, прицепные шатуны, равенство хода поршней, проектирование шатунных подшипников

Рассмотрены особенности проектирования W-образного двигателя с прицепными шатунами. Предложен способ создания КШМ для такого двигателя с одинаковым ходом поршней за счет согласования геометрических параметров элементов главного и прицепного шатунов. Выполнен анализ кинематики и динамики КШМ с использованием программного конструкторско-технологического комплекса Steo-Parametric с оценкой преимуществ и недостатков конструкции. Получены графические материалы для проектирования шейки коленчатого вала и шатунного подшипника. Табл. 2. Ил. 7. Библ. 18 назв.

УДК 621.78

Иванов Д.А., Колосков А.А., Зюкин В.С. Повышение стойкости инструмента, используемого в двигателестроении // Двигателестроение. — 2019. — № 3. — С. 31–35.**Ключевые слова:** инструментальные стали, режущий инструмент, обработка пульсирующим газовым потоком, повышение производительности, снижение стоимости.

Выполнено исследование возможности повышения стойкости металлорежущего инструмента из углеродистых, и легированных быстрорежущих сталей за счет обработки пульсирующим дозвуковым газовым потоком. Экспериментально установлено, что сочетание термической обработки с обработкой пульсирующим дозвуковым газовым потоком, обеспечивает сокращение в 2–4 раза продолжительность технологического процесса упрочняющей термообработки инструмента, что снижает его стоимость, повышает износостойкость и показатели твердости. Табл. 1. Ил. 7. Библ. 2 назв.

УДК 62-531.6

Полозов П.Ю., Поршнева Е.Г. Способ повышения качества электроэнергии потребителей специальных объектов // Двигателестроение. — 2019. — № 3. — С. 36–39.**Ключевые слова:** дизель-генератор, измерение частоты вращения, датчик Холла, регуляторная характеристика, качество электроэнергии.

Представлен метод измерения частоты вращения коленчатого вала дизель-генератора с применением датчика Холла. Для регистрации результатов измерений использовалась программа «Dis-Co» и осциллограф VM8020. При использовании датчика Холла погрешность измерения частоты вращения составила 1 %, что значительно повышает точность измерения штатным частотомером. Эксперименты подтвердили простоту и надежность предложенного метода измерения в эксплуатации, что позволяет повысить точность настроечных работ на агрегате питания и улучшить качество электроэнергии, вырабатываемой дизель-генератором. Ил. 4. Библ. 19 назв.

УДК 621.43

Методы проектирования и оценки усталостной прочности коленчатых валов (материалы конгресса СИМАС-2016) // Двигателестроение. — 2019. — № 3. — С. 40–53.**Ключевые слова:** судовый среднеоборотный дизель, стальные кованые коленчатые валы, цифровые методы проектирования, усталостная прочность, неметаллические включения, усталостные трещины.

Надежность и прочностные характеристики коленчатых валов во многом определяют ресурс современных форсированных двигателей. Для проектирования коленчатых валов форсированных судовых среднеоборотных дизелей корпорация Вяртсила (Wartsila Corporation) использует цифровые модели, созданные на базе фирменной модели виртуального двигателя (Wartsila Virtual Engine). Верификация расчетных моделей выполнена в ходе репрезентативных испытаний на реальных двигателях в условиях эксплуатации. Любой коленчатый вал, изготовленный методомковки, неизбежно содержит неметаллические включения, образующиеся в ходе отливки и последующей механической обработки крупных стальных слитков. Подобные включения становятся источником возникновения усталостных трещин. Специалистами компании Kobe Steel Ltd. (Япония) совместно с учеными университета Хиросимы (Hiroshima University) выполнено исследование влияния количества и размеров неметаллических включений в структуре стали на усталостную прочность элементов конструкции кованого коленчатого вала форсированного судового дизеля. Табл. 4. Ил. 18. Библ. 26 назв.

UDC 621.431

Ryzhov V.A. Engine building in Russia targeted at strategic industrial sectors // *Dvigatlestroyeniye*. — 2019. — № 3. — P. 3–7.

Keywords: JSC Kolomna Works, crisis control, middle-speed high-powered engines, backwardness in technologies, development of foundry and auxiliary facilities, engineering manpower development

A review of middle-speed high-powered engines produced by JSC Kolomna Works for railway and marine applications, navy and nuclear power plants: current state and issues. Sustainable development of engine building in Russia calls for elaboration and implementation of state programs targeted at the enhancement of machine tool building industry, foundry facilities and blank production. The urgent measures are proposed, such as state control over private suppliers for strategic sectors and radical improvements in manpower development system, as far as power plant engineering is concerned.

UDC 621.43

Kavtaradze R.Z. Development of combustion theory in Bauman Technical University: from Grinevetsky method to modern 3D-models // *Dvigatlestroyeniye*. — 2019. — № 3. — P. 8–15.

Keywords: Moscow State Bauman Technical University, Reciprocating Engine Department, fundamental theory of reciprocating engine, scientific schools.

The role of Moscow State Bauman Technical University (Reciprocating Engine Department) in the development of fundamental theory of reciprocating engine up to present time is shown. The authors review investigations carried out by the Department at consequent stages of progress in reciprocating engine building. The works in question have primarily been focused on problems of gas exchange, supercharging, fuel supply, thermal strength etc., and their influence on combustion process. 6 ill., 64 ref.

UDC 621.43: 621.891

Putintsev S.V., Pilatskaya S.S. and Ratnikov A.S. Tribometry of high-speed engine crank assembly: methodology and test results // *Dvigatlestroyeniye*. — 2019. — № 3. — P. 16–20.

Keywords: high-speed engine, crank assy, honed surface, polished surface, oil supply arrangement, reduction of friction losses.

The authors compared polished and rough-finished cylinder wall surface from the viewpoint of efficiency and friction pair lubrication conditions. They measured friction losses in type 1CH8,5/8,0 (TMZ-450D) diesel engine with varying versions of crank assembly parts, taking account of measurement errors. Finely polished cylinder wall surface, combined with modernized piston and connection rod, is shown to reduce friction losses by 12 to 25 % due to better lubrication conditions. 3 tables, 4 ill., 11 ref.

UDC 621.436

Kochev N.S., Plotnikov L.V. and Grigoryev N.I. Optimizing valve timing in diesel engine type 8CHN21/21 // *Dvigatlestroyeniye*. — 2019. — № 3. — P. 21–26.

Keywords: locomotive diesel engine, valve timing, Miller cycle, performance indices, reduction of noxious emissions.

This is a brief review of Miller cycle use in various engine classes. Results are presented of numerical modelling and stand tests of locomotive diesel engine type 8CHN21/21, whose fuel and environmental performance was improved due to Miller cycle with optimum valve timing. Stand tests confirmed gain in fuel economy by 3,26 % and in noxious waster by over 30 %. This means that emission level in engines powering up-and-coming locomotives may be reduced to limits set forth by legislation in force. 7 tables, 5 ill., 18 ref.

UDC 621.436

Maslov A.P. and Levtsov M.V. Kinematic and dynamic analysis of W-engine featuring slave connecting rods // *Dvigatlestroyeniye*. — 2019. — № 3. — P. 27–30.

Keywords: W-engine, crank gear, kinematic and dynamic analysis, slave connecting rods, equal piston strokes, design of crank pins.

The article discusses principal approaches to designing W-engine with slave connecting rods. The idea behind the proposed arrangement lies in its geometry, which would provide equal strokes of main and slave pistons. Kinematic and dynamic analysis of the crank gear in question is carried out with Creo-Parametric software package, which allows evaluation of pros and cons of the design. Graphic materials for designing crank pin and bottom end bearing have been yielded. 7 tables, 5 ill., 18 ref.

UDC 621.78

Ivanov D.A., Koloskov A.A. and Zyukin V.S. Enhancing wear strength of tools used in engine building technologies // *Dvigatlestroyeniye*. — 2019. — № 3. — P. 31–35.

Keywords: tool steel, cutting tools, treatment with pulsating gas stream, enhancement of productivity, cost savings.

The article discusses treatment of cutting tools from carbon and alloyed high-speed steels with subsonic gas flow as a means to enhance their wear resistance. As shown by the experiments, thermal treatment of metal parts combined with treatment with pulsating subsonic gas stream allows to reduce total treatment duration by 2 to 4 times, which results in cost saving, higher wear resistance and hardness. 1 table, 7 ill., 2 ref.

UDC 62-531.6

Polozov P.Yu. and Porschneva E.G. Improvement of electric power supply quality for military users // *Dvigatlestroyeniye*. — 2019. — № 3. — P. 36–39.

Keywords: diesel-generator, speed measurement, Hall-effect sensor, speed droop curve, power supply quality.

The authors describe a method to measure engine crankshaft rotational speed based on Hall-effect sensor. The measurement results were registered with software code DisCo and oscilloscope type BM8020. Error of measurement did not exceed 1 %, which is much better, as compared with native electromechanical frequency meter. The experiments confirms that measurement method in question is simple and easy. As a result, end user gets reliable and heavy-duty energy supply. 4 ill., 19 ref.

UDC 621.43

Methods of designing crankshafts and evaluation of their fatigue strength (based on CIMAC-2016 papers) // *Dvigatlestroyeniye*. — 2019. — № 3. — P. 40–53.

Keywords: middle-speed marine engine, forged crankshafts, numerical design methods, fatigue strength, non-metallic inclusions, fatigue cracks.

Life time of a modern high-powered engine largely depends on reliability and fatigue strength of its crankshaft. As far as middle-speed marine engines are concerned, Wartsila has used verified Virtual Engine Models for years in the product development projects. The mathematical models are verified during representative field test.

Any forged crankshaft inevitably contains non-metallic inclusions, which have been generated in steel making and casting process of ingot. It is well known that the fatigue strength of steel is significantly influenced by such non-metallic inclusions in steel which cause the fatigue crack initiation. Kobe Steel Ltd (Japan) in collaboration with Hiroshima University carried out investigation into the influence of the amount and size of such non-metallic inclusions on fatigue strength of forged crankshaft of high-powered marine engine. 4 table, 18 ill., 26 ref.

Вниманию авторов

Редакция обращает внимание авторов на тематическую направленность принимаемых к рассмотрению рукописей и необходимость выполнения требований по их оформлению.

Журнал «Двигателестроение» является ежеквартальным научно-техническим изданием, посвященным проблемам развития, проектирования, изготовления и эксплуатации поршневых двигателей.

Тематика публикаций определила следующие основные рубрики журнала:

- расчеты, конструирование, исследования двигателей;
- системы и агрегаты двигателей;
- конструкционные материалы;
- топливо и смазочные материалы, присадки;
- ресурсосбережение;
- эксплуатация и ремонт двигателей;
- автоматизация и диагностирование;
- проблемы экологии;
- гипотезы и дискуссии;
- история развития конструкций (проектов), предприятий и науки о двигателях;
- обзорная и справочная информация.

Текст рукописи должен быть представлен в двух экземплярах на бумаге формата А4, гарнитура Times New Roman 12, через полтора интервала, с обязательным приложением электронной версии на CD (в формате Microsoft Word 2000/2003), полностью соответствующей оригиналу на бумаге. Формулы в электронной версии должны быть набраны с использованием редактора формул Microsoft Equation 3.0. За достоверность набора формул несет ответственность автор. При использовании в наборе специальных шрифтов последние прилагаются в электронном виде. Электронные копии иллюстраций представляются отдельными файлами в форматах: TIF, JPG (не менее 300 dpi, черно-белые полутоновые изображения).

Представляя рукопись статьи в редакцию, автор должен сообщить о ее предыдущих публикациях.

Рукопись статьи должна иметь рекомендацию к публикации в журнале (направление) от организации, где выполнялась работа, а также акт экспертной комиссии с указанием того, что рукопись не содержит сведений, запрещенных к публикации в открытой печати.

Заглавие статьи должно быть кратким (не более 120 знаков), точно отражающим ее содержание.

Для оперативного решения вопросов, связанных с подготовкой рукописи к публикации, а также для размещения электронной версии журнала в НЭБ должны быть представлены сведения об авторах:

- фамилия, имя, отчество (полностью);
- ученая степень и звание;
- полное наименование места работы;
- полный почтовый адрес;
- действующие контактные телефоны, e-mail).

Для представления авторов читателям желательно присылать цветные или черно-белые фотографии авторов размером не менее чем 3×4 см. Допускаются электронные копии в форматах TIF или JPG.

Обязательными приложениями к рукописи являются: реферат, в котором четко и сжато изложены основные цели и результаты работы объемом от 700 до 1200 знаков; код УДК; ключевые слова.

Заглавие статьи, название организаций, ФИО авторов, ключевые слова и реферат необходимо присылать на русском и английском языках.

Объем статьи не должен превышать 25 тыс. знаков, включая таблицы и список литературы. Иллюстрации в виде графиков, диаграмм, схем и фотографий оформляются в виде приложений к тексту рукописи. Все приложения к тексту рукописи представляются на отдельных листах, а в электронной копии — в виде отдельных файлов. Формулы, иллюстрации и таблицы должны быть пронумерованы в порядке упоминания и снабжены поясняющими (подрисуночными) подписями. Все обозначения на иллюстрациях должны быть объяснены (расшифрованы) в тексте или в подрисуночных подписях и соответствовать обозначениям в тексте.

Даже если все иллюстрации заверстаны автором в текст электронной копии рукописи, то их представление в виде отдельных файлов и распечаток на отдельном листе обязательно.

В статьях желательно приводить только те математические формулы, которые необходимы для понимания существа вопроса, исключая их подробные выводы.

Все обозначения, встречающиеся в формулах, должны быть объяснены.

При написании формул необходимо использовать общепринятые обозначения физических величин по Международной системе единиц (ГОСТ 8.417–2002. Государственная система обеспечения единства измерений. Единицы величин). Ссылки на цитируемые источники необходимо оформлять в соответствии с ГОСТ Р 7.0.5 05–2008.

Если представленные в редакцию рукописи не удовлетворяют перечисленным требованиям, то они могут быть доработаны по согласованию с автором сотрудниками редакции. Услуги редакции по доработке рукописей статей платные.

Рукописи статей, поступившие в редакцию, рецензируются специалистами. Если у рецензента имеются обоснованные критические замечания, статья возвращается автору на доработку.

Редакция оставляет за собой право внесения в текст редакторских изменений, не искажающих смысла авторского текста. При поступлении в редакцию обоснованных критических замечаний, касающихся размещенного в журнале материала, редакция оставляет за собой право на их публикацию в порядке дискуссии.

Авторское право на конкретную статью принадлежит авторам. Ответственность за содержание статьи несет также автор. При перепечатке статьи или ее части ссылка на журнал обязательна.

Публикация в журнале учитывается ВАК в качестве печатного научного труда.

Рукописи, направленные в редакцию, авторам не возвращаются.

Редакция журнала