

СУДОВЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ, СИСТЕМЫ И УСТРОЙСТВА

DOI: 10.21821/2309-5180-2017-9-2-355-363

ASSESSMENT OF THE STRENGTH RODS WITH DIFFERENT CROSS-SECTION OF THE ROD

A. I. Yamanin¹, V. A. Zhukov²

¹ — Yaroslavl State Technical University, Yaroslavl¹, Russian Federation

² — Admiral Makarov State University of Maritime and Inland Shipping,
St. Petersburg, Russian Federation

The crossing of modern internal combustion engines is accompanied by increased loads on the main parts. Rod is experiencing a significant alternating load and refers to the most critical parts of the engine. The reliability of the connecting rod is ensured by the choice of material, design and manufacturing technology. The article provides information on the use for the manufacture of connecting rods high-strength materials, but the basic material for connecting rods remains steels. One of the most important structural characteristics of the connecting rod is cross-section shape of the rod. The most typical are an I-beam section of the rod. Last time the information about the development of connecting rods with H-shaped and X-shaped cross-section of the rod, and beam cross section with reinforcement was appeared. The article is devoted to assessing the strength of the connecting rod is made of steel with different cross-sectional shape of the rod. Evaluation of strength was carried out on the basis of the analysis of the stress-strain state of rods using a built solid models with different sectional shape of the rod. The article presents a solid and finite element models of assemblies of crank mechanism, which was used for the numerical simulation of the stress-strain state of the connecting rod under static loading maximum gas power and a maximum force of inertia of the progressive moving masses. The article presents in relative terms the maximum displacement points of the connecting rods and the equivalent static stresses in compression and tension. The task is dynamically addressed using full finite element models of two-cylinder engines. As a result of calculations performed using the software ANSYS/LS-Dyna obtained the RMS equivalent voltage points of the connecting rod under dynamic loading. Stress values are given in the article in relative values. The obtained results show that the strength characteristics of the rods with the H-shaped profile cross-section of the rod in comparison with the characteristics of rods with I-beam cross-section profile of rod have a slight advantage. Rods with cross-shaped profile such benefits have not.

Keywords: the internal combustion engine, the connecting rod, the material, the cross-section shape of the rod, a solid model, finite element model, numerical modeling, static and dynamic loading, move points, equivalent stress.

For citation:

Yamanin, Alexander I., and Vladimir A. Zhukov. "Assessment of the strength rods with different cross-section of the rod." *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S. O. Makarova* 9.2 (2017): 355–363. DOI: 10.21821/2309-5180-2017-9-2-355-363.

УДК 621.432

ОЦЕНКА ПРОЧНОСТИ ШАТУНОВ С РАЗЛИЧНЫМ ПОПЕРЕЧНЫМ СЕЧЕНИЕМ СТЕРЖНЯ

А. И. Яманин¹, В. А. Жуков²

¹ ФГБОУ ВО «ЯГТУ», Ярославль, Российская Федерация

² ФГБОУ ВО «ГУМРФ имени адмирала С. О. Макарова»,
Санкт-Петербург, Российская Федерация

Форсирование современных двигателей внутреннего сгорания сопровождается повышением нагрузок на основные детали. Шатун испытывает значительные знакопеременные нагрузки и относится

к наиболее ответственным деталям двигателя. Надежность шатуна обеспечивается выбором материала, конструкцией и технологией изготовления. В статье содержится информация о применении для изготовления шатунов высокопрочных материалов, однако основным материалом шатунов остаются стали. Одной из важнейших конструктивных характеристик шатуна является форма сечения стержня. Наиболее типичными являются двутавровые сечения стержня. В последнее время появилась информация о разработке шатунов с H-образной и X-образной формами сечения стержня, а также двутавровом сечении с подкреплением. Статья посвящена оценке прочности шатунов, изготовленных из стали с различной формой сечения стержня. Оценка прочности производилась на основании анализа напряженно-деформированного состояния шатунов с использованием построенных твердотельных моделей с различной формой сечения стержня. В статье приведены твердотельная и конечно-элементная модели сборок кривошипно-шатунного механизма, которые использовались для численного моделирования напряженно-деформированного состояния шатуна при статическом нагружении максимальной газовой силой и максимальной силой инерции поступательно движущихся масс. В статье представлены в относительных величинах максимальные перемещения точек шатунов и эквивалентные напряжения при статическом сжатии и растяжении. Задача в динамической постановке решалась с использованием полноразмерных конечно-элементных моделей двухцилиндровых двигателей. В результате расчетов, выполненных с использованием программного продукта ANSYS/LS-Dyna, получены среднеквадратичные значения эквивалентных напряжений точек шатунов при динамическом нагружении. Значения напряжений приведены в статье в относительных величинах. Полученные результаты свидетельствуют, что прочностные характеристики шатунов с H-образным профилем сечения стержня по сравнению с характеристиками шатунов с двутавровым профилем сечения стержня имеют незначительные преимущества. Шатуны с крестообразным профилем таких преимуществ не имеют.

Ключевые слова: двигатель внутреннего сгорания, шатун, материал, форма сечения стержня, твердотельная модель, конечно-элементная модель, численное моделирование, статическое и динамическое нагружение, перемещения точек, эквивалентные напряжения.

Для цитирования:

Яманин А. И. Оценка прочности шатунов с различным поперечным сечением стержня / А. И. Яманин, В. А. Жуков // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2017. — Т. 9. — № 2. — С. 355–363. DOI: 10.21821/2309-5180-2017-9-2-355-363.

Введение

В подавляющем большинстве современных двигателей внутреннего сгорания (ДВС) различного назначения (судовых, стационарных, автомобильных) применяются кривошипно-шатунные механизмы (КШМ) преобразования движения. Одним из главных звеньев КШМ является шатун, обеспечивающий кинематическую и силовую связь поршня с коленчатым валом. В процессе эксплуатации ДВС шатуны испытывают динамические знакопеременные переменные нагрузки от действия давления газов и сил инерции. Основной причиной разрушения шатунов являются усталостные трещины. Требуемая надежность шатунов должна обеспечиваться высокой прочностью при действии циклических и статических нагрузок, жесткостью, исключающей недопустимые изменения форм и размеров. В современных ДВС применяются шатуны различных конструкций, отличающиеся способом монтажа, типом разъема нижней головки, способом центрирования крышки нижней головки, формой сечения стержня шатуна.

Повышение степени форсированности двигателей как за счет среднего эффективного давления, так и за счет частоты вращения коленчатого вала приводит к увеличению напряжений и деформаций в элементах шатуна. Для получения требуемой эксплуатационной надежности двигателя в целом необходимо иметь высокую обеспеченную надежность в каждом звене [1]. Обеспечение требуемого уровня надежности ответственных деталей ДВС, к которым относится шатун, достигается за счет рационального выбора материала, конструкции и технологии производства. Наиболее распространенным способом изготовления шатунов являетсяковка в штампах с последующей термической и механической обработкой.

В качестве материала наиболее часто используют легированные и углеродистые стали. Значительный интерес для изготовления шатунов форсированных двигателей представляют титановые сплавы. Обладая сравнимыми со сталями прочностными свойствами, они имеют почти вдвое меньшую плотность, при этом усталостные свойства у титановых сплавов даже несколько выше, чем у сталей.

В последнее время появились титановые сплавы с повышенным содержанием алюминия (7,5 – 14 % массовых долей). В этом случае в сплаве выделяется интерметаллид титана Ti_3Al , который упрочняет сплав и повышает его прочностные свойства. Так, при увеличении содержания алюминия с 7,5 до 14 % массовых долей модуль упругости возрастает от 120 до 150 ГПа. Учитывая, что сжимающие нагрузки, действующие на шатун, значительно превосходят растягивающие, лучшее сопротивление напряжениям сжатия титановых сплавов является еще одним преимуществом этих материалов. К недостаткам титановых сплавов следует отнести невысокую износостойкость, склонность к ползучести при нормальной температуре, большее снижение предела выносливости по сравнению со сталями при увеличении числа циклов нагружения свыше 10^7 . К перспективным материалам могут быть отнесены композиционные материалы: полимерные волокнистые и металломатричные дисперсно-упрочненные частицами керамики (Si_3N_4 , Al_2O_3 , B_4C) размером 5 – 20 мкм, количество которых может колебаться от 5 до 30 % объема материала [2]. Перспективы использования высокопрочных материалов, таких как титановые сплавы, для изготовления шатунов форсированных авиационных двигателей рассматривались в работах [3], [4]. Однако для большинства двигателей широкого назначения традиционным материалом шатунов являются стали [2], [5], [6]. Для шатунов форсированных двигателей целесообразно применять легированные стали, учитывая необходимость обеспечения достаточной циклической прочности без значительного увеличения размеров опасных сечений, а также получения однородных свойств металла в детали после термообработки, т. е. достижения равномерной прокаливаемости по сечениям. Углеродистые стали находят применение для шатунов относительно небольших размеров при умеренной их напряженности или шатунов наиболее крупных размеров. Для реализации высоких прочностных свойств легированных сталей необходимо учитывать их повышенную чувствительность к качеству поверхности, т. е. к её макро- и микрогеометрии, состоянию поверхностного слоя и др. При необработанной поверхности после штамповки может быть потеряно 50 – 70 % циклической прочности материала. Причиной такого снижения является, помимо влияния грубой обработки поверхности, наличие ослабленного слоя металла, в котором вследствие высоких повторных нагревов при штамповке и термообработке (закалке) выгорает значительная часть углерода и легирующих элементов.

Геометрия и конструктивные соотношения шатунов, применительно к двигателям определенного назначения, в последнее время практически перестали сколько-нибудь существенно изменяться. Для средне- и высокооборотных двигателей традиционной является конструкция с неразъемной верхней головкой и разъемной нижней. Используются также конструкции шатунов из трех элементов (дизель M552C фирмы MaK-Caterpillar), обеспечивающие возможность извлекать поршень из цилиндра, не нарушая геометрии подшипника шатунной шейки коленчатого вала [7]. В транспортных поршневых двигателях, в том числе судовых, наиболее часто применяются шатуны с двутавровым сечением стержня [2], [7]. Такая конструкция способствует уменьшению массы шатуна при одновременном обеспечении его жесткости в плоскости, перпендикулярной плоскости качания [8].

Вместе с тем относительно недавно стали появляться сведения о разработке для транспортных двигателей шатунов с *H*-образным, крестообразным (*X*-образным) сечениями стержня, а также двутавровым сечением, включающим наклонные подкрепляющие ребра (рис. 1).

а)



б)



в)



Рис. 1. Общий вид шатуна:

а — с *H*-образным сечением стержня; б — с крестообразным сечением стержня;
в — с двутавровым сечением стержня и подкрепляющими ребрами

По имеющимся сообщениям¹, стержни с измененной формой поперечного сечения могут способствовать значительному (в 1,4 раза) снижению массы шатуна, снижению напряжений (каких — не указывается), увеличению жесткости. Известно также, что компания *United Motors* производит малыми сериями шатуны с *H*-образным сечением стержня для автомобилей ВАЗ. Отмечается, что эффект от применения подобных шатунов проявляется при повышении частоты вращения коленчатого вала; технология их изготовления усложняется по сравнению с таковой для шатунов традиционной конструкции. Об особенностях применения шатунов, показанных на рис. 1, б, в сведений практически нет.

Основная часть

Модернизация конструкции шатунов, а также появление новых конструкций кривошипно-шатунного механизма [9] свидетельствуют об актуальности исследования прочностных характеристик шатунов. В связи с этим предпринято исследование напряженно-деформированного состояния шатунов с различной формой сечения стержня. При исследовании напряженно-деформированного состояния деталей КШМ в процессе проектирования и модернизации ДВС успешно используются прикладные пакеты программ, реализующие метод конечных элементов и обеспечивающие высокую достоверность получаемых результатов. Применительно к шатунам данные методы использовались в работах [10] – [12]. В работе [13] проведено сравнение применяемых в России и за рубежом усталостных критериев для оценки долговечности шатунов с использованием конечно-элементного моделирования в программном комплексе ANSYS Workbench.

Для решения поставленной задачи средствами 3D-моделирования с использованием пакета Solid Works (лицензия № 9710 0044 1197 3644) были созданы твердотельные модели шатунов с указанными профилями поперечного сечения стержней (рис. 2). Все шатуны имели одинаковые длину, диаметры кривошипной и поршневой головок и практически идентичные массовые и некоторые инерционные характеристики, приведенные в относительной форме в табл. 1. Прототипом

¹ См. интернет-ресурс <http://www.motorzona.ru>

являлся шатун дизеля типа ЧН 10,5/12,7 с прямым разъемом кривошипной головки. Поскольку основным материалом шатунов в настоящее время по-прежнему остаются стали, при выполнении расчетов использовались показатели свойств материала (плотность, предел прочности, предел текучести, модуль упругости и др.), характерные для сталей. При определении относительных значений всех параметров за единицу были приняты значения таковых, соответствующих шатуну с традиционной двутавровой формой поперечного сечения. Остальные звенья КШМ во всех случаях не имели изменений в конструктивном оформлении.

Таблица 1

Массово-геометрические характеристики стержней шатунов

Профиль стержня	Площадь* сечения	Моменты инерции		Масса
		I_{xx}	I_{yy}	
Двутавр	1	1	1	1
H-образный	1,001	0,538	3,196	0,952
X-образный	1,076	0,689	1,652	0,965

* в среднем сечении стержня

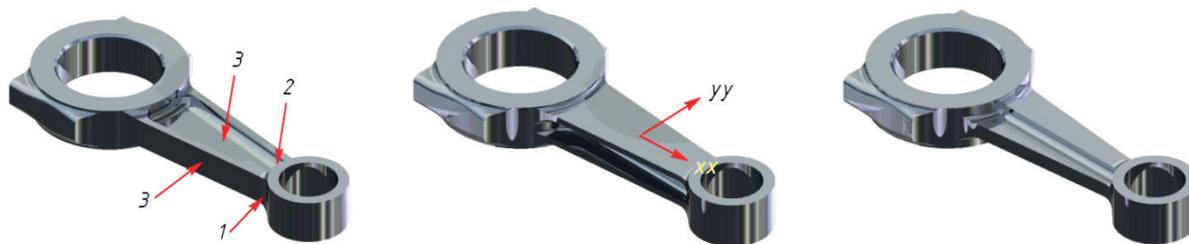


Рис. 2. Твёрдотельные модели исследованных шатунов с двутавровым, H-образным и крестообразным сечениями стержня: 1, 2, 3 — расчетные точки; xx и yy — оси для расчета моментов инерции сечений

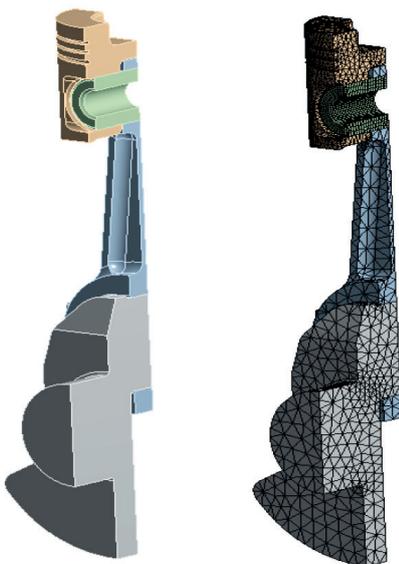


Рис. 3. Твёрдотельная и конечно-элементная модели сборки КШМ для статического расчета напряженно-деформированного состояния

Некоторое различие геометрических характеристик I_{xx} и I_{yy} сечений стержней (см. табл. 1) при идентичности значений массы и площади поперечного сечения позволяет предположить, что при увеличении длины шатуна может возникнуть необходимость анализа их устойчивости (в нашем расчете такой анализ не выполнялся, так как рассматривались короткие шатуны: во всех случаях постоянная КШМ $\lambda = R/L$ равнялась 0,289).

Первоначально методом конечных элементов были проведены статические расчеты параметров напряженно-деформированного состояния КШМ при условии его нагружения максимальной газовой силой и максимальной силой инерции, развиваемой поступательно движущимися массами. В обоих случаях поршень находится в верхней мертвой точке в начале тактов, соответственно, расширения и впуска. Для этих расчетов были созданы конечно-элементные модели КШМ (одна из них показана на рис. 3; в связи с наличием двух плоскостей симметрии оказалось возможным рассмотреть лишь четверть КШМ одного цилиндра). Принималось, что максимальное давление сгорания равно 18 МПа, а частота враще-

ния коленчатого вала равна 3000 мин⁻¹. В ходе расчетов определялись значения эквивалентных напряжений в показанных на рис. 4 точках шатунов, их значения (также в относительной форме) приведены в табл. 2 – 5.

Таблица 2

Максимальные перемещения точек шатунов при статическом сжатии

Профиль стержня	Точка 1	Точка 2	Точка 3
Двутавр	1	1	1
<i>H</i> -образный	0,962	0,910	0,897
Крестообразный	0,887	0,890	0,891

Таблица 3

Максимальные перемещения точек шатунов при статическом растяжении

Профиль стержня	Точка 1	Точка 2	Точка 3
Двутавр	1	1	1
<i>H</i> -образный	0,859	0,939	0,912
Крестообразный	0,910	0,913	0,909

Таблица 4

Максимальные эквивалентные напряжения точек шатунов при статическом сжатии

Профиль стержня	Точка 1	Точка 2	Точка 3
Двутавр	1	1	1
<i>H</i> -образный	0,854	0,821	0,879
Крестообразный	0,919	0,766	0,876

Таблица 5

Эквивалентные напряжения точек шатунов при статическом растяжении

Профиль стержня	Точка 1	Точка 2	Точка 3
Двутавр	1	1	1
<i>H</i> -образный	1,015	0,860	0,835
Крестообразный	1,018	0,800	0,935

Анализ результатов свидетельствует о наличии лишь незначительных преимуществ шатунов с нетрадиционными формами поперечного сечения стержней. Характер напряженно-деформированного состояния (местоположение концентраторов напряжений и пр.) во всех случаях не претерпевает существенных изменений.

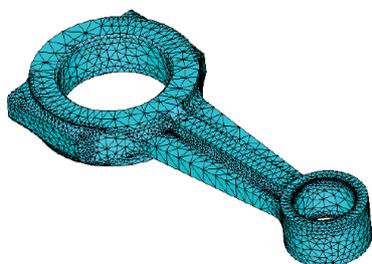


Рис. 4. Конечно-элементная модель шатуна с крестообразным профилем поперечного сечения

Далее был проведен расчет напряженно-деформированного состояния шатунов в динамической постановке. Для этого использовались полноразмерные конечно-элементные модели двухцилиндровых двигателей. Использовалась сетка с умеренной плотностью изопараметрических конечных элементов с квадратичной функцией формы (модель каждого шатуна содержала около 70 тыс. элементов, рис. 4).

Оба поршня такого двигателя движутся в одной фазе, но один из них нагружается максимальной газовой силой, сжимающей шатун, а другой — максимальной инерционной силой, растягивающей шатун. Расчет проводился в среде программного продукта ANSYS/LS-Dyna (лицензионное соглашение Ansys

Customer Number № 1049375 от 17.12.2014) в соответствии с ранее разработанной и неоднократно апробированной методикой [14] – [16], когда параметры напряженно-деформированного и вибрационного состояния механизма определяются с учетом контактного взаимодействия его звеньев при быстропеременном характере нагружения. В ходе такого расчета в среде программного продукта ANSYS/LS-Dyna в показанных на рис. 2 точках шатунов определялись зависимости перемещений и эквивалентных напряжений от времени. При постпроцессорной обработке полученных результатов определены их среднеквадратичные значения [17], приведенные в табл. 6.

Таблица 6

Среднеквадратичные значения эквивалентных напряжений точек шатунов при динамическом нагружении

Профиль стержня	Точка 1	Точка 2	Точка 3
Двутавр	1	1	1
<i>H</i> -образный	0,703	0,773	1,700
Крестообразный	1,300	1,261	1,852

Расчет параметров напряженно-деформированного состояния шатунов с учетом контактного взаимодействия и быстропеременного характера нагружения в целом подтверждает вывод, сделанный по результатам статического расчета, о наличии лишь несущественных преимуществ шатунов с *H*-образным профилем сечения стержня и отсутствии таковых у шатунов с крестообразным профилем.

Выводы

1. Твердотельное моделирование шатунов с различными формами сечения стержня показало, что преимущество по массе шатунов с *H*-образным и *X*-образным сечениями стержня составляет не более 5 %.
2. Характер напряженно-деформированного состояния (местоположение концентраторов напряжений и пр.) для различных форм сечения стержня не претерпевает существенных изменений.
3. Результаты расчетов эквивалентных напряжений, выполненные с использованием программного продукта ANSYS/LS-Dyna при статическом и динамическом нагружениях, свидетельствуют, что незначительные преимущества имеют шатуны с *H*-образным профилем сечения стержня, шатуны с *X*-образным профилем сечения таких преимуществ не имеют.
4. Учитывая усложнение технологии производства шатунов с *H*-образным профилем сечения стержня, перспективность такого способа повышения прочности шатуна требует дополнительного обоснования.
5. Для большинства судовых средне- и высокооборотных дизелей двутавровое сечение стержня шатуна остается наиболее рациональным.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Салтыков М. А.* Прочность ДВС. Методы и средства обеспечения безопасности / М. А. Салтыков. — М.: Изд-во МГОУ, 1995. — Ч. 1. — 90 с.
2. *Чайнов Н. Д.* Конструирование двигателей внутреннего сгорания / Н. Д. Чайнов, Н. А. Иващенко, А. Н. Краснокутский, Л. Л. Мягков. — М.: Машиностроение, 2008. — 496 с.
3. *Краснокутский А. Н.* Оценка и сравнение долговечности шатунов из стали и титанового сплава высокофорсированного авиационного дизеля / А. Н. Краснокутский, А. О. Калинин // Наука и образование: научное издание МГТУ им. Н. Э. Баумана. — 2012. — № 8. — С. 30–32. DOI: 10.7463/0812.0475907.
4. *Калинин А. О.* Применение титановых сплавов для шатунов высокофорсированных авиационных дизелей / А. О. Калинин, А. Н. Краснокутский // Наука и образование: научное издание МГТУ им. Н. Э. Баумана. — 2011. — № 13. — С. 20–22.

5. Moldenhauer F. Verbesserungen bei bruchtrennfähigen Pleuelstangen durch neuen mikrolegierten Stahl / F. Moldenhauer // *MTZ – Motortechnische Zeitschrift*. — 2000. — Vol. 61. — Is. 4. — Pp. 244–245. DOI: 10.1007/BF03226567.
6. Neugebauer R. Halbwarm-Präzisionsschmieden eines Pleuels mit offenem Steg / R. Neugebauer, H. Hartwig, A. Wagner. — Düsseldorf: Verlag und Vertriebsgesellschaft, 2008. — 100 p.
7. Конкс Г. А. Мировое судовое дизелестроение. Концепции конструирования, анализ международного опыта / Г. А. Конкс, В. А. Лашко. — М.: Машиностроение, 2005. — 512 с.
8. Новиков Д. С. Вибрация автомобильного силового агрегата / Д. С. Новиков, А. И. Яманин // *Труды НАМИ*. — 2012. — № 250. — С. 50–61.
9. Косенок Б. Б. Синтез и исследование динамических характеристик перспективного кривошипно-шатунного механизма ДВС / Б. Б. Косенок, В. Б. Балякин, И. Н. Жильцов // *Вестник машиностроения*. — 2016. — № 10. — С. 47–50.
10. Вальехо Мальдонадо П. Р. Реализация процесса проектирования кривошипно-шатунного механизма ДВС в системе AUTODESK INVENTOR / П. Р. Вальехо Мальдонадо, Д. К. Гришин, В. А. Лодня // *Вестник Российского университета дружбы народов. Серия: Инженерные исследования*. — 2008. — № 2. — С. 85–89.
11. Чайнов Н. Д. Расчетно-экспериментальное обоснование прочности и надежности шатунов при создании и модернизации высокофорсированных двигателей / Н. Д. Чайнов, А. Б. Матисен // *Наука и образование: научное издание МГТУ им. Н. Э. Баумана*. — 2011. — № 12. — С. 7.
12. Горшкалев А. А. Использование CAD/CAE-систем для расчета на прочность деталей кривошипно-шатунного механизма ДВС / А. А. Горшкалев, А. В. Кривцов, Е. А. Сайгаков, Д. В. Сморкалов // *Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение*. — 2011. — № 3–4 (27). — С. 172–176.
13. Арпишкин А. Ю. Применение критериев многоосного усталостного разрушения к оценке выносливости шатуна / А. Ю. Арпишкин, Л. Л. Мягков // *Сб. тезисов докладов международной научно-технической конференции «Двигатель-2017»*. — М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана. — С. 24–25.
14. Яманин А. И. Виброактивность форсированного двигателя с продолженным расширением рабочего тела / А. И. Яманин, В. А. Жуков // *Вестник Рыбинской государственной авиационной технологической академии им. П. А. Соловьева*. — 2014. — № 2 (29). — С. 88–90.
15. Яманин А. И. Численное моделирование виброактивности поршневых двигателей с продолженным расширением рабочего тела / А. И. Яманин, В. А. Жуков // *Двигатели внутреннего сгорания*. — 2014. — № 1. — С. 27–31.
16. Жуков В. А. Анализ алгоритмов расчета кинематики кривошипно-шатунных механизмов с прицепными шатунами / В. А. Жуков, А. И. Яманин // *Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова*. — 2016. — № 2 (36). — С. 109–118. DOI: 10.21821/2309-5180-2016-8-2-109-118.
17. Яманин А. И. Расчет быстропеременных процессов в среде ANSYS/LS-DYNA / А. И. Яманин, В. Ф. Кутенев, Г. Г. Тер-Мкртчян. — Ярославль: Изд-во ЯГТУ, 2011. — 92 с.

REFERENCES

1. Saltykov, M. A. *Prochnost' DVS. Metody i sredstva obespechenija. Chast' I*. М.: MGOU, 1995.
2. Chainov, N. D., N. A. Ivashchenko, A. N. Krasnokutskii, and L. L. Myagkov. *Konstruirovaniye dvigatelei vnutrennego sgoraniya*. М.: Mashinostroenie, 2008.
3. Krasnokutskii, A. N., and A. O. Kalinin. “Evaluation and comparison of longevity of rods made of steel and titanium alloy in high power aircraft engine.” *Engineering Education* 8 (2012): 30. DOI: 10.7463/0812.0475907
4. Kalinin, A. O., and A. N. Krasnokutskii. “77-30569/229603 primeneniye titanovykh splavov dlya shatunov vysokoforsirovannykh aviatsionnykh dizelei.” *Nauka i obrazovanie: nauchnoe izdanie MGTU im. N.E. Baumana* 13 (2011): 20.
5. Moldenhauer, Frank. “Verbesserungen bei bruchtrennfähigen Pleuelstangen durch neuen mikrolegierten Stahl.” *MTZ-Motortechnische Zeitschrift* 61.4 (2000): 244–245. DOI: 10.1007/BF03226567
6. Neugebauer, Reimund, H. Hartwig, and A. Wagner. *Semi-hot precision forging of connecting rods with open shanks*. Düsseldorf: Verlag und Vertriebsgesellschaft, 2008.

7. Konks, G. A., and V. A. Lashko. *Mirovovoe sudovoe dizelestroenie. Kontseptsii konstruirovaniya, analiz mezhdunarodnogo opyta*. M.: Mashinostroenie, 2005.
8. Novikov, Dmitriy, and Alexander Yamanin. "Vibration of automotive power unit." *Trudy NAMI* 250 (2012): 50–61.
9. Kosenok, B. B., V. B. Balyakin, and I. N. Zhil'tsov. "Synthesis and research of dynamic characteristics of prospective ICE crank-and-rod mechanism." *Russian Engineering Research* 10 (2016): 47–50.
10. Vallejo Maldonado, P. R., D. K. Grishin, and V. A. Lodnya. "Realization of process of designing ice crankshaft -rod mechanism in autodesk inventor system." *RUDN Journal of Engineering Researches* 2 (2008): 85–89.
11. Chainov, N. D., and A. B. Matisen. "Design and experimental study of connecting rod strength and reliability at the stages of high performance engine creation and modernization." *Nauka i obrazovanie: nauchnoe izdanie MGTU im. N.E. Baumana* 12 (2011): 7.
12. Gorshkalev, Alexey Aleksandrovich, Alexander Vasilevich Krivtsov, Evgeniy Arkadevich Saigakov, and Dmitry Vladimirovich Smorkalov. "Application CAD/CAE - systems for calculation on durability of details crank rod mechanism of internal combustion engine." *VESTNIK of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering* 3-4(27) (2011): 172–176.
13. Arpishkin, A. Yu., and L. L. Myagkov. "Primenenie kriteriev mnogoosnogo ustalostnogo razrusheniya k otsenke vynoslivosti shatuna." *Sbornik tezisov dokladov mezhdunarodnoi nauchno-tehnicheskoi konferentsii «Dvigatel'-2017»*. M.: MGTU im. N.E. Baumana. 24–25.
14. Yamanin, A. I., and V. A. Zhukov. "Uprated engine vibro-activity in context of working medium prolonged expansion." *Vestnik Rybinskoi gosudarstvennoi aviatsionnoi tekhnologicheskoi akademii im. P.A. Solov'eva* 2(29) (2014): 88–90.
15. Yamanin, A. I., and V. A. Zhukov. "Numerical simulation of vibration of piston engines with prolonged expansion of working medium." *Internal Combustion engines* 1 (2014): 27–31.
16. Zhukov, Vladimir Anatolevich, and Alexander Ivanovich Yamanin. "The analysis of algorithms for calculation of kinematics of crankshaft-rod mechanism with the coupled connecting-rods." *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S.O. Makarova* 2(36) (2016): 109–118. DOI: 10.21821/2309-5180-2016-8-2-109-118
17. Yamanin, A. I., V. F. Kutenev, and G. G. Ter-Mkrtich'yan. *Raschet bystroperemennykh protsessov v srede ANSYS/LS-DYNA*. Yaroslavl': Izd-vo YaGTU, 2011.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Яманин Александр Иванович —
 доктор технических наук, профессор
 ФГБОУ ВО «ЯГТУ»
 150023, Российская Федерация, г. Ярославль,
 Московский проспект, 88
 e-mail: yamaninai@ystu.ru
Жуков Владимир Анатольевич —
 доктор технических наук, доцент
 ФГБОУ ВО «ГУМРФ имени
 адмирала С. О. Макарова»
 198035, Российская Федерация, Санкт-Петербург,
 ул. Двинская, 5/7
 e-mail: va_zhukov@rambler.ru, zhukovva@gumrf.ru

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Yamanin, Alexander I. —
 Dr. of Technical Sciences, professor
 Yaroslavl State Technical University
 88 Moskovskii prospekt, Yaroslavl', 150023,
 Russian Federation
 e-mail: yamaninai@ystu.ru
Zhukov, Vladimir A. —
 Dr. of Technical Sciences, associate professor
 Admiral Makarov State University
 of Maritime and Inland Shipping
 5/7 Dvinskaya Str., St. Petersburg 198035,
 Russian Federation
 e-mail: va_zhukov@rambler.ru, zhukovva@gumrf.ru

Статья поступила в редакцию 3 марта 2017 г.
 Received: March 3, 2017.