

DOI: 10.21821/2309-5180-2017-9-3-603-611

EXPERIMENTAL RATIONALE FOR THE ELECTION SIZE OF THE FINITE ELEMENT IN THE CALCULATION OF THE PISTON CROWNS

I. I. Kuleshov, V. M. Khodakovskiy

Maritime State University named after admiral G.I. Nevelskoi,
Vladivostok, Russian Federation

At present, the finite element method is widely used to determine the strength properties of a part to determine the stress-strain state of piston heads of small-turn diesel engines at the design stage. An important step in determining the stress-strain state of the detail is to choose the size of the largest side of the finite element. It is known that the size of the finite element affects the final result of the calculation. The analysis of works devoted to the finite element method showed that the choice of the size of the finite element is in the individual selection of the size. However, it remains unknown how reliable the data will be. In this paper, the experimental substantiation of the choice of the most acceptable size of finite element in determining the stress-strain state by the example of the piston head of the ship type L35MC was carried out. It has been practically established that during the action of the temperature field on the piston head with the bottom of the ship, the shape of the working surfaces of the piston grooves changes. Values of deformations of the piston grooves of the piston head are determined. On the basis of the experiment, a simulation of the stress-strain state of the piston head was performed using the parameters corresponding to the experimental conditions as boundary conditions. It is determined that when the model is divided, an error ε occurs, the permissible value of which is 10%. A regularity is derived in the form of an expression that allows us to determine the most acceptable size of the finite element for calculating the heads of pistons with a flat bottom. It is established that the shape of the change in the shape of the upper and lower working surfaces of the piston grooves has the form of conicity. The small contact area of the working surfaces of the groove and the ring is caused by the tilting moment in the cross-section of the ring from the action of the working pressure, which, in a compartment with the conicity of the groove from the action of thermal expansion, leads to considerable specific pressures both on the contacting area of the groove and the ring. Due to a violation of the mutual arrangement of the contact surfaces of the groove and the ring, they will be subject to increased wear.

Keywords: finite elements method, piston crown of the low speed propulsion marine diesel engine, the error in the discretization of the model, the conicity of the working surfaces of the piston grooves, the modeling of the strained state, the size of the finite element, flat bottom piston, the tipping moment, the height of the piston groove, thermal expansion.

For citation:

Kuleshov, Igor I., and Vladimir M. Khodakovskiy. "Experimental rationale for the election size of the finite element in the calculation of the piston crowns." *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S.O. Makarova* 9.3 (2017): 603–611. DOI: 10.21821/2309-5180-2017-9-3-603-611.

УДК 621.431.74:621.431.3

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОБОСНОВАНИЕ ВЫБОРА РАЗМЕРА КОНЕЧНОГО ЭЛЕМЕНТА ПРИ РАСЧЁТЕ ГОЛОВОК ПОРШНЕЙ

И. И. Кулешов, В. М. Ходаковский

Морской государственный университет имени адмирала Г. И. Невельского,
Владивосток, Российская федерация

В настоящее время для определения напряжённо-деформированного состояния головок поршней судовых малооборотных дизелей на стадии проектирования широко используется метод конечных элементов как способ определения прочностных свойств детали. Известно, что размер конечного элемента влияет на результат расчёта. Анализ работ, посвящённых методу конечных элементов, показал, что выбор размера конечного элемента заключается в индивидуальном подборе размера. Однако остаётся неизвестным, насколько будут достоверными полученные данные. В данной работе выполнено экспериментальное обоснование выбора наиболее приемлемого размера конечного элемента при определении

напряжённно-деформированного состояния на примере головки поршня судового малооборотного дизеля типа L35MC. Практически установлено, что в процессе воздействия на головку поршня с опёртым днищем судового малооборотного дизеля температурного поля происходит изменение формы рабочих поверхностей поршневых канавок. Определены значения деформаций поршневых канавок головки поршня. На основе эксперимента проведено моделирование напряжённно-деформированного состояния головки поршня с применением в качестве граничных условий параметров, соответствующих экспериментальным. Определено, что при разбиении модели возникает погрешность ϵ , допустимое значение которой составляет 10 %. Выведена закономерность в виде выражения, которое позволяет определить наиболее приемлемый размер конечного элемента для расчёта головок поршней с опёртым днищем. Установлено, что характер изменения формы верхней и нижней рабочих поверхностей поршневых канавок имеет форму конусообразности. Малая площадь контактирования рабочих поверхностей канавки и кольца вызвана опрокидывающим моментом в сечении кольца от действия рабочего давления, что вкупе с конусообразностью канавки от действия тепловых расширений приводит к значительным удельным давлениям как на контактирующую площадь канавки, так и кольца. Вследствие нарушения взаимного расположения контактирующих поверхностей канавки и кольца, они будут подвержены повышенному износу.

Ключевые слова: метод конечных элементов, головка поршня, судовой малооборотный дизель, погрешность дискретизации модели, конусообразность поршневых канавок, моделирование напряжённно-деформированного состояния, размер конечного элемента, поршень с опёртым днищем, опрокидывающий момент, изменение высоты канавки, тепловое расширение.

Для цитирования:

Кулешов И. И. Экспериментальное обоснование выбора размера конечного элемента при расчёте головок поршней / И. И. Кулешов, В. М. Ходаковский // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2017. — Т. 9. — № 3. — С. 603–611. DOI: 10.21821/2309-5180-2017-9-3-603-611.

Введение

Важным этапом конструирования судовых малооборотных дизелей (МОД) является расчёт головки поршня. Существующие методики расчёта головок поршней [1] – [3] рассматривают расчёт головки поршня как расчет упрощённой системы, находящейся на опорах и испытывающей рабочее давление. Методы расчёта поршней, приводимые в работах [4] и [5], позволяют произвести тепловой расчёт головок поршней. Однако данный расчёт сводится к определению общих тепловых деформаций. Данные методики позволяют определить напряжённно-деформированное состояние (НДС) головки поршня от действия либо механических нагрузок, либо тепловых. Расчёт прочностных характеристик поршня в зависимости от механического воздействия рабочего давления позволяет определять наиболее нагруженные места и вносить необходимые поправки на стадии проектирования детали. Тепловой расчёт позволяет определить теплопроводность головки, а также объёмные расширения головки в целом, вызванные воздействием теплового поля. Классические методики расчёта сводятся к приведению головки поршня к упрощённой форме и расчету основных её элементов, таких как днище, жаровый пояс, канавки. Однако в процессе выполнения расчёта с использованием данного подхода может возникнуть трудность при определении величины деформации перемычки поршневой канавки от действия рабочего давления в совокупности с воздействием теплового поля.

Для выполнения комплексного расчёта, а именно расчета напряжённно-деформированного состояния (НДС) головок поршней от действия тепловых и механических нагрузок, может быть использован метод конечных элементов (МКЭ). Данный метод позволяет производить расчёт деталей любой сложности, также используя данный метод, можно строить различные схемы нагружения в зависимости от выбора граничных условий. МКЭ, применённый для расчёта деформаций головки поршня МОД, позволяет учесть влияние комплексной системы нагружения на НДС поршня в целом и отдельных его элементов в частности. Анализируя работы, посвящённые расчёту МКЭ [6] – [10], можно заключить, что при выполнении определения НДС рассчитываемых деталей конечный результат будет зависеть от размера конечного элемента (КЭ). Однако в этих работах нет чётких рекомендаций по выбору наиболее приемлемого размера КЭ. Имеющаяся информация сво-

дится к тому, что, чем меньше размер КЭ, тем точнее будет выполнен расчёт. Но будет ли данный расчёт согласован с действительным НДС детали в натуре, остаётся неопределённым до стадии изготовления опытного образца.

Методы и материалы

Целью данной работы являлось определение наиболее приемлемого размера КЭ при расчёте головок поршней судового МОД. Выбор размера КЭ выполнялся на основе данных, полученных в ходе эксперимента. Исследование проводилось в два этапа:

- проведение эксперимента, определение контролируемых параметров;
- компьютерное моделирование на основе экспериментальных данных.

Существуют различные варианты исполнения головок поршней судовых МОД. Из них можно выделить головки с опёртым (KZ, MC, LMC) и неопёртым днищем (головки поршней МОД типа VTBF) [3], а также головки с глухими сверлениями (головки поршней МОД типа RLA, RLB, RTA). Исследования выполнялись применительно к головке поршня судовых МОД серии L35MC с опёртым днищем как наиболее распространённой для современных длинноходовых МОД (рис. 1).

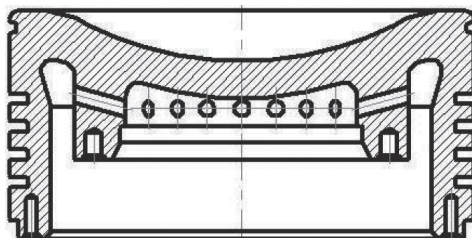


Рис. 1. Конструкция головки поршня МОД типа L35MC

Экспериментальная часть исследования заключалась в следующем. Головка поршня судового МОД типа L35MC нагревалась до достижения днищем головки температуры 380 °С, затем включалось воздушное охлаждение. Температура охлаждающего воздуха составляла 20 °С. В таком режиме головка поршня выдерживалась в течение 30 мин, до установления постоянного температурного поля, распределённого по головке поршня. После достижения установившегося режима выполнялись замеры величин высоты канавок, которые определялись как сумма концевой меры высоты (8 мм по ГОСТ 9038-90) и зазора между мерой и поршневой канавкой. Зазор между мерой и канавкой контролировался с использованием набора пластинчатых щупов (ГОСТ 882-75). Схема установки приведена на рис. 2. Установившийся режим характеризуется постоянным распределением температурного поля по головке поршня. Температуры установившегося режима головки поршня приведены на рис. 3. Схема выполнения обмеров приведена на рис. 4.

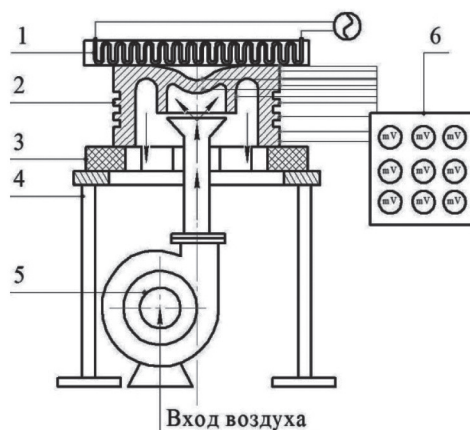


Рис. 2. Схема экспериментальной установки:

- 1 — нагревательный элемент; 2 — головка поршня; 3 — секция легковесного шамотного кирпича; 4 — металлическая стойка; 5 — воздуходувка; 6 — блок термопар (тип L (х/к) ГОСТ Р. 8.585-2001)

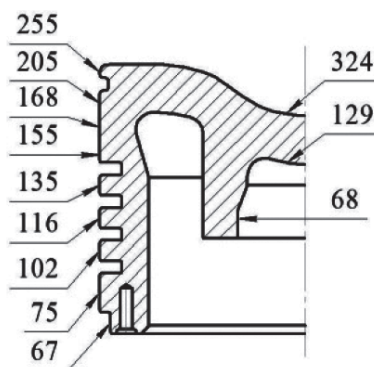


Рис. 3. Распределение температуры (°C) по головке поршня в ходе эксперимента

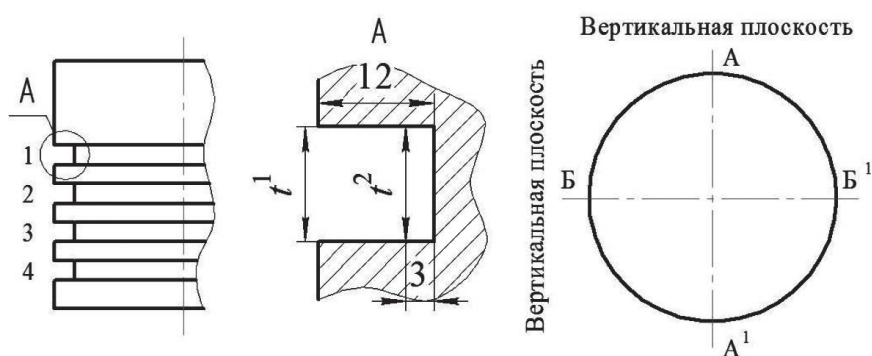


Рис. 4. Схема выполнения замеров

В процессе работы контролировалось изменение высоты канавки в двух сечениях в соответствии с рис. 4. Следует отметить, что головка поршня является цилиндрической симметричной деталью, и в процессе нагрева она будет иметь равное объемное расширение в противоположных сечениях. Следовательно, величины зазоров во взаимно перпендикулярных плоскостях будут равны. Исходя из этого, в работе приведены обмеры канавок в одной плоскости в одном сечении. Результаты обмеров приведены в табл. 1. Номинальная высота канавки составляет 8,25 мм [11].

Таблица 1

Результаты обмеров высоты канавки

Номер канавки	Сечение А ¹	
	t^1 , мм	t^2 , мм
1	8,21	8,23
2	8,23	8,24
3	8,24	8,25
4	8,24	8,25

Выполненный эксперимент позволил установить следующее:

- зависимость характера деформации поршневых канавок от действия температурного поля;
- зависимость величины деформаций головки поршня от действия температурного поля.

Результаты

В ходе эксперимента определено, что под воздействием температурного поля на головку поршня поршневые канавки, вследствие температурных расширений, приобретают деформацию,

имеющую некоторую конусообразность. Происходит своего рода «закрытие» канавок, т. е. высота канавки уменьшается от основания к периферии головки поршня. Вид деформированной канавки показан на рис. 5. Важно отметить, что верхняя поверхность первой поршневой канавки приобретает большее значение теплового расширения, чем нижняя, вследствие того, что высота жарового пояса больше, чем высота перемычки между канавками. Соответственно было определено, что при проведении эксперимента высота первой поршневой канавки на периферии головки (t^1) уменьшилась на 0,04 мм. Величина перемещения верхней поверхности первой поршневой канавки составила 0,025 мм.

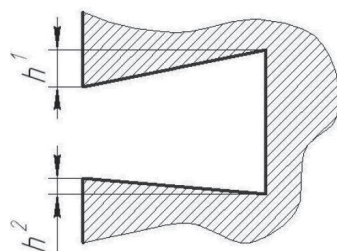


Рис. 5. Форма поршневой канавки в процессе теплового расширения:
 h^1 — величина деформации верхней поверхности поршневой канавки;
 h^2 — величина деформации нижней поверхности поршневой канавки

С целью подбора размера КЭ было проведено компьютерное моделирование НДС головки поршня, которое выполнялось с установлением в качестве граничных условий параметров, соответствующих практическому эксперименту (рис. 6). Моделирование выполнялось с использованием программного комплекса (ПО SolidWorks 2016. Лицензия № 9710-0044-1186-4231, правообладатель ФГБОУ ВО МГУ им. адм. Г. И. Невельского). После установления граничных условий производилась разбивка модели на сетку КЭ с целью подбора размера КЭ, при котором контролируемые деформации (в рассматриваемой случае — перемещения (δ) крайней точки верхней поверхности первой поршневой канавки) модели будут соответствовать полученным в ходе эксперимента данным. Разбивка модели на данном этапе выполнялась с изменением размера КЭ от 2 до 30 мм. Результаты моделирования приведены в табл. 2.

Таблица 2

Параметры разбиения модели

Размер КЭ, h , мм	2	3	3,5	4	6	10	15	20	30	40
Перемещения δ , мм	0,014	0,020	0,024	0,028	0,042	0,064	0,821	0,110	0,118	0,211

Используя полученные в табл. 2 данные, авторы построили график зависимости перемещений (δ) от размера КЭ (h), который приведён на рис. 6.



Рис. 6. График зависимости перемещений (δ) от размера КЭ (h)

Анализируя график (рис. 6), авторы установили, что зависимость рассматриваемых перемещений (δ) от размера КЭ (h) носит линейный характер, так как точки расположены вокруг прямой. Отклонение от прямой связано с погрешностью при дискретизации модели [8]. Данную погрешность (ϵ) можно определить как относительную погрешность по формуле

$$\epsilon = \frac{\delta_h - \delta_t}{\delta_t}, \quad (1)$$

где h — размер конечного элемента; t — толщина наиболее значимого при расчёте элемента детали.

Рассчитанные значения погрешности при увеличении размера КЭ приведены на графике (рис. 7).

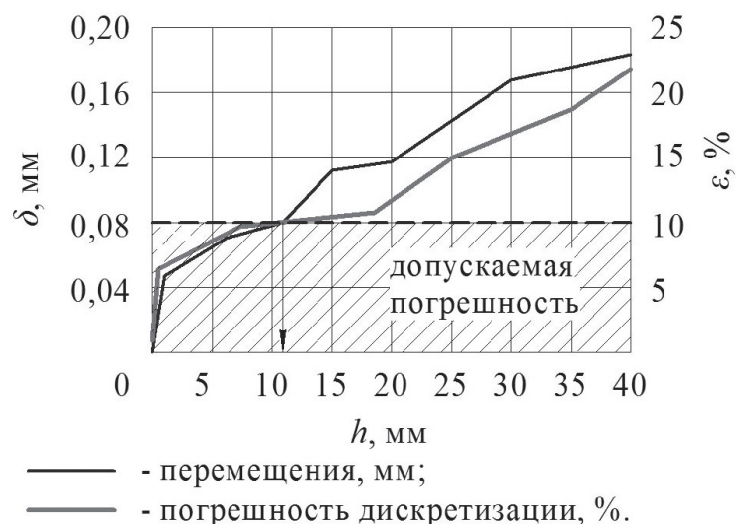


Рис. 7. График зависимости перемещений (δ) и погрешности (ϵ) размера КЭ (h)

Как видно из графика на рис. 7, величина погрешности с увеличением размера КЭ по отношению к величине возникающих перемещений возрастает соответственно. При определении величины погрешности (рис. 7) определена допускаемая погрешность в размере 10 %.

Обсуждение

В ходе эксперимента определены величины и характер деформации поршневых канавок (рис. 5). В работах [12] и [13] установлено, что в процессе работы от действия рабочего давления поршневое кольцо приобретает опрокидывающий момент в сечении. В результате значительно уменьшается площадь контактирующих площадей, что приводит к значительным величинам удельного давления на поверхность поршневой канавки.

Установлено, что деформация верхней поверхности первой поршневой канавки составила 0,025 мм. После этого было выполнено моделирование эксперимента с использованием программного комплекса, в ходе которого выполнялся индивидуальный подбор размера КЭ с целью установления значения перемещения (δ), которое наиболее соответствовало бы значению, определённое в ходе эксперимента. В результате определено, что размер КЭ, позволяющий наиболее приблизить смоделированное НДС головки поршня к экспериментальному, составляет 3,5 мм. Контролируемая деформация верхней поверхности первой поршневой канавки, полученная в ходе эксперимента, составила 0,025 мм, а перемещение (δ), полученное в ходе разбиения, составило 0,024 мм. Разница в результатах обосновывается погрешностью при дискретизации модели (ϵ) на сетку КЭ. При этом допустимая погрешность составляет 10 %, а полученная погрешность — 6 %. Следовательно, размер КЭ выбран правильно.

Важно отметить, что дальнейшее увеличение размера КЭ ведёт к тому, что перемещения, возникающие в модели, значительно превышают значения, полученные в ходе эксперимента

(табл. 2, $h = 4 \dots 40$ мм). Это обосновывается тем, что будет превышена допустимая погрешность при дискретизации модели. Следовательно, расчёт будет заведомо некорректен. В работе [8] приводится информация, что уменьшение размера КЭ до бесконечно малого значения ведёт к наиболее точному решению системы, однако при этом будет значительно увеличено время решения задачи. В ходе выполнения данной работы определено, что уменьшение размера КЭ ниже установленного значения ведёт к уменьшению контролируемого перемещения, что отдаляет результат от практически полученного значения.

В работах [6] – [8] описывается, что при выполнении расчётов МКЭ в качестве размера КЭ должен быть принят размер, сопоставимый с наименьшим размером рассматриваемой части модели. Также в работе [3] отмечено, что при выполнении расчётов головок поршней рекомендуется в качестве размера КЭ принимать величину, равную трети значимого при расчёте размера элемента детали.

При выполнении расчётов головок поршней конструктивным элементом, имеющим значимость, являются поршневые канавки. Ширина поршневой канавки для рассматриваемой в работе головки поршня судового МОД типа L35MC составляет 12 мм. Используя полученные данные, можно вывести закономерность для определения наиболее приемлемого размера КЭ, имеющую вид

$$h = \frac{H}{3} - \frac{H}{3} \cdot \varepsilon, \quad (2)$$

где h — размер стороны КЭ, мм; H — размер значимого элемента объекта расчёта, мм; ε — допустимая погрешность дискретизации модели.

В качестве приемлемого размера КЭ принят параметр, равный 3,6 мм.

На основании выведенной закономерности было выполнено повторное разбиение модели при установлении размера КЭ, равного 3,6 мм. В ходе данного разбиения величина перемещения δ составила 0,0252 мм. Данное значение не превысило допустимой погрешности ($\varepsilon = 5,7\%$), но уменьшило её. Следовательно, выражение (2) справедливо и может быть применено в качестве характеристики, наиболее точно определяющей размер КЭ при выполнении расчёта НДС головок поршней с опёртым днищем.

Заключение

В ходе практического эксперимента установлено, что в процессе воздействия на головку поршня с опёртым днищем судового МОД температурного поля происходит изменение формы рабочих поверхностей поршневых канавок. Определены значения деформаций поршневых канавок рассматриваемой головки поршня. На основе эксперимента проведено моделирование НДС головки поршня с применением в качестве граничных условий параметров, соответствующих экспериментальным. В ходе эксперимента определено, что при разбиении модели возникает погрешность ε , допустимое значение которой составляет 10 %.

Выведена закономерность (2), которая позволяет определить наиболее приемлемый размер КЭ для расчёта головок поршней с опёртым днищем. Установлено, что характер изменения формы верхней и нижней рабочих поверхностей поршневых канавок имеет форму конусообразности. Малая площадь контактирования рабочих поверхностей канавки и кольца вызвана опрокидывающим моментом в сечении кольца от действия рабочего давления, что вкупе с конусообразностью канавки от действия тепловых расширений приводит к значительным удельным давлениям как на контактирующую площадь канавки, так и кольца. Вследствие нарушения взаимного расположения контактирующих поверхностей канавки и кольца они будут подвержены повышенному износу.

Приведённый в работе метод определения размера КЭ был применён к головке поршня, представляющей собой конструкцию поршня с опёртым днищем. Существуют также конструкции поршней с неопёртым днищем и с глухими сверлениями. Для определения НДС головок поршней других конструкций требуются дальнейшие исследования.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Орлин А. С. Двигатели внутреннего сгорания / А. С. Орлин [и др.]. — М.: Машгиз, 1957. — Т. 1: Рабочие процессы в двигателях и их агрегатах. — 396 с.
2. Ваншейдт В. А. Конструирование и расчёты прочности судовых дизелей / В. А. Ваншейдт. — Л.: Судостроение, 1969. — 600 с.
3. Дьяченко Н. Х. Конструирование и расчёт двигателей внутреннего сгорания: учебник / Н. Х. Дьяченко, Б. А. Харитонов, В. М. Петров [и др.]; под ред. Н. Х. Дьяченко. — Л.: Машиностроение, 1979. — 392 с.
4. Овсянников М. К. Тепловая напряжённость судовых дизелей / М. К. Овсянников, Г. А. Давыдов. — Л.: Судостроение, 1975. — 260 с.
5. Танатар Д. Б. Дизели. Компонировка и расчёт / Д. Б. Танатар. — Л.: Морской транспорт, 1956. — 440 с.
6. Лагерева И. А. Влияние размера конечного элемента на точность статического расчёта несущей металлоконструкции мостового крана / И. А. Лагерева // Наука и современность. — 2014. — № 32-2. — С. 36–40.
7. Лагерева И. А. Расчёты грузоподъёмных машин методом конечных элементов: монография / И. А. Лагерева. — Брянск: Изд-во БГТУ, 2013. — 116 с.
8. Петров М. В. Определение оптимального размера конечного элемента. [Электронный ресурс] / М. В. Петров. — Режим доступа: <http://cae-cube.ru/opredeleniye-optimalnogo-razmera-konechnogo-elementa.html> (дата обращения: 10.12.2016).
9. Луцин Л. П. Метод конечных элементов в задачах динамики свободных конструкций / Л. П. Луцин, А. В. Шаранюк // Учёные записки ЦАГИ. — 2000. — Т. 31. — № 3–4.
10. Земцова О. Г. Метод конечных элементов в современных иностранных книгах / О. Г. Земцова, А. И. Шеин, О. В. Волкова // Современные научные исследования и инновации. — 2015. — № 3–1 (47). — С. 129–132.
11. УР 31-452-648-84. Технические условия на ремонт (Дизели типа ДКРН 35/105).
12. Загайко С. А. Имитационное моделирование изнашивания поршневого кольца двигателя внутреннего сгорания / С. А. Загайко // Вестник Уфимского государственного авиационного технического университета. — 2008. — Т. 11. — № 2. — С. 84–89.
13. Борисов А. О. Моделирование изнашивания поршневого кольца двигателей внутреннего сгорания / А. О. Борисов, С. А. Загайко // Ползуновский вестник. — 2006. — № 4–1. — С. 27–31.

REFERENCES

1. Orlin, Andrew S., D. N. Vyrubov, and G. G. Kalisz. *Dvigateli vnutrennego sgoraniya*. Vol. 1. M.: Mashgiz, 1957.
2. Vansheydt, V. A. *Konstruirovaniye i raschjot dvigatelej vnutrennego sgoraniya*. L.: Sudostroenie, 1969.
3. D'yachenko, N. Kh., B. A. Kharitonov, V. M. Petrov, et al. *Konstruirovaniye i raschet dvigatelei vnutrennego sgoraniya: uchebnik dlya vuzov*. Edited by N. Kh. D'yachenko. L.: Mashinostroenie. Leningr. otd-nie, 1979.
4. Ovsjannikov, Mikhail Konstantinovich, and Davydov German Aleksandrovich. *Teplovaja naprjazhennost' sudovyh dizelej*. L.: Sudostroenie, 1975.
5. Tanatar, D. B. *Dizeli. Komponovka i raschet*. L.: Morskoi trasnport, 1956.
6. Lagerev, I. A. "Vlijanie razmera konechnogo jelementa na tochnost' staticheskogo rascheta nesushhej metallokonstrukcii mostovogo kрана." *Nauka i sovremennost'* 32-2 (2014): 36–40.
7. Lagerev, I. A. *Raschety gruzopod'emnyh mashin metodom konechnykh jelementov: monografija*. Brjansk: Izd-vo BGTU, 2013.
8. Petrov, M. V. Opredelenie optimal'nogo razmera konechnogo jelementa. Web. 10 Dec. 2016 <<http://cae-cube.ru/opredeleniye-optimalnogo-razmera-konechnogo-elementa.html>>.
9. Lushhin, L. P., and A. V. Sharanjuk. "Metod konechnykh jelementov v zadachah dinamiki svobodnykh konstrukcij." *Uchjonye zapiski CAGI* 31.3-4 (2000).
10. Zemtsova, Olga Grigorevna, Alexander Ivanovich Shein, and Olga Vladimirovna Volkova. "The Finite Element Method in modern foreign books." *Modern scientific researches and innovations* 3-1(47) (2015): 129–132.
11. UR 31-452-648-84. Tehnicheskie uslovija na remont (Dizeli tipa DKRN 35/105).

12. Zagayko, S. A. "Simulation of internal combustion engine piston ring wear process." *Vestnik Ufimskogo gosudarstvennogo aviacionnogo tehničeskogo universiteta* 11.2 (2008): 84–89.

13. Borisov, A. O., and S. A. Zagajko. "Modelirovanie iznashivaniya porshneвого kol'ca dvigatelej vnutrennego sgoraniya." *Polzunovskij vestnik* 4-1 (2006): 27–31.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Кулешов Игорь Игоревич — аспирант
Научный руководитель:
Ходаковский Владимир Михайлович
Морской государственный университет
имени адмирала Г. И. Невельского
690003, Российская Федерация, г. Владивосток, ул.
Верхнепортовая, д. 50 а
e-mail: igor-igorevich.2011@bk.ru
Ходаковский Владимир Михайлович —
кандидат технических наук, доцент
Морской государственный университет
имени адмирала Г. И. Невельского
690003, Российская Федерация, г. Владивосток, ул.
Верхнепортовая, д. 50 а
e-mail: khodprim@mail.ru

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Kuleshov, Igor I. — Postgraduate
Supervisor:
Khodakovskiy, Vladimir M.
Maritime State University named
after admiral G.I. Nevelskoi
50a Verkhneportovaya Str., Vladivostok, 690003,
Russian Federation
e-mail: igor-igorevich.2011@bk.ru
Khodakovskiy, Vladimir M. —
PhD, associate professor
Maritime State University named
after admiral G.I. Nevelskoi
50a Verkhneportovaya Str., Vladivostok, 690003,
Russian Federation
e-mail: khodprim@mail.ru

Статья поступила в редакцию 28 марта 2017 г.

Received: March 28, 2017.