

УДК 621.43-232.174.001.5:539.319

ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАПРЯЖЕНИЙ В ШАТУННЫХ БОЛТАХ ШАТУНОВ С ПРЯМЫМ РАЗЪЕМОМ

Гоц А.Н.

ФГБОУ ВО «Владимирский государственный университет имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых», Владимир, e-mail: hotz@mail.ru

Рассмотрены результаты экспериментальных исследований по определению напряжений в закладных шатунных болтах при их затяжке, а также при нагружении шатуна продольной силой. Из-за деформации кривошипной головки шатуна, а также ввиду внецентренного приложения осевой нагрузки в поперечных сечениях шатунных болтов возникают напряжения, неравномерно распределенные в поперечном сечении. Поэтому их можно разделить на напряжения от действия растягивающей нагрузки, а также напряжения от деформации изгиба. Показано, что причиной изгиба болтов при нагружении шатунов продольными силами является деформация кривошипной головки. Поскольку закладные шатунные болты призматическими участками на стержне болта центрируют крышку относительно кривошипной головки, то деформация всей конструкции шатуна полностью передается шатунным болтам. Даны рекомендации по расчету шатунов с учетом деформации изгиба.

Ключевые слова: шатуны, закладные шатунные болты, напряжения изгиба, напряжения растяжения, кривошипная головка, крышка шатуна

DETERMINATION STRESSES IN THE CONNECTING ROD BOLTS WITH THE HORIZONTALLY SPLIT CONNECTING ROD

Gots A.N.

Vladimir State University named after Alexander and Nikolay Stoletovs, Vladimir, e-mail: hotz@mail.ru

The article gives the results of experimental studies on the determination of the stresses in the section connecting rod bolts when it is tightening, and when the longitudinal force is loading on connecting rod. The connecting rod have the deformation, and because of the eccentric application of axial loads in the cross sections of the connecting rod bolts, the stresses appear unevenly distributed in the cross section. Therefore, they can be divided into stresses from a longitudinal load, and stresses from bending deformation. It is shown that the cause of bending of bolts when the connecting rod is loading of longitudinal forces is the deformation the head of connecting rod. Since the bolts in the connecting rod with horizontally split tightening portions of the connecting rod is centered relative to the head, the deformation of the whole structure of the connecting rod changes the shape of the connecting rod bolts. We gave the recommendations on the calculation of connecting rod subject to bending deformation.

Keywords: connecting rod, connecting rod bolts, stresses from bending, stresses from longitudinal force, head of connecting rod, lid of connecting rod

В шатунах с прямым разъемом кривошипной головки крышки фиксируют от смещений в поперечном направлении шатунными болтами, на которых имеются призматические участки – участок стержня болта с увеличением диаметра, чтобы происходило центрирование крышки и кривошипной головки. Поскольку такие болты устанавливаются в отверстие кривошипной головки, а плотность стыка обеспечивается затяжкой шатунных болтов гайками, то такие болты называют закладными. Поэтому если жесткость кривошипной головки недостаточна, то деформация ее может вызывать изгибные напряжения в шатунных болтах. Это было показано в работах [1–3], однако причины появления изгибных напряжений в этих работах не были указаны. Заметим, что при исследовании напряжений в шатунных болтах можно найти коэффициент основной нагрузки резьбового соединения, который необходим для расчета шатунных болтов при действии переменной нагрузки.

Цель исследования

Исследовать напряженное состояние закладных шатунных болтов при затяжке (в процессе сборки) и при нагружении шатуна продольными силами.

Определить напряжения в закладных шатунных болтах шатунов с прямым разъемом кривошипной головки при затяжке болтов для обеспечения плотности стыка, а также коэффициент основной нагрузки резьбового соединения.

Материалы и методы исследования

Исследование будем проводить, опираясь на методику, приведенную в работах [1, 2]. Для пояснения сути исследования вкратце приведем порядок выполнения работы.

На внешней стороне стержня шатунных болтов наклеиваются тензорезисторы. Поскольку для расчета необходимы координаты точек измерения напряжений, то обычно их наклеивают в трех точках, расположенных по окружности через 120° (рис. 1). Если представить, что напряжения в поперечном сечении распределяются линейно, значения их в каждой точке

можно представить в виде некоторых векторов, которые опираются на плоскость. Поэтому по оси z , направленной перпендикулярно плоскости, координаты трех точек A_1 , B_1 и C_1 (см. рис. 1) будут равны величине напряжений в этих точках σ_{A_1} , σ_{B_1} , σ_{C_1} . Если радиус участка болта, где наклеены тензорезисторы, равен r , то учитывая, что точки располагаются под углом 120° друг относительно друга, координаты их в осях x и y будут равны: $A_1(r; 0)$;

$A_1(r; 0)$, $B_1(-r/2; r\sqrt{3}/2)$; $C_1(-r/2, -r\sqrt{3}/2)$. Для произвольной точки: $M(r\cos\varphi, r\sin\varphi, \sigma)$ (см. рис. 1).

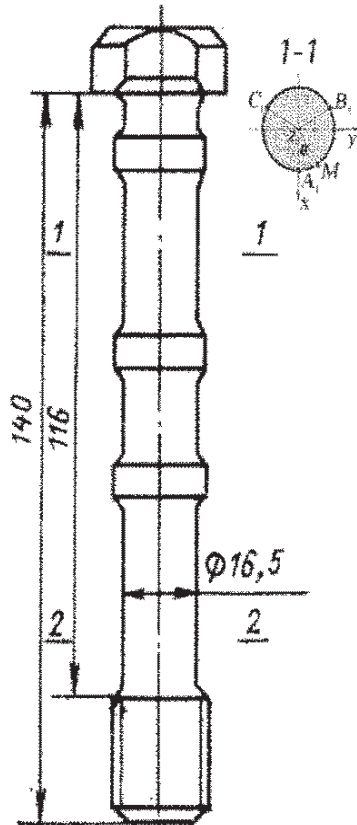


Рис. 1. Шатунный болт с тремя призонными участками: 1-1 и 2-2 – участки, на которых наклеиваются тензорезисторы

Уравнение плоскости, проходящей через три различные точки A_1 , B_1 и C_1 , не лежащие на одной прямой, имеет вид [3]:

$$\begin{vmatrix} r \cos \alpha - r & r \sin \alpha & \sigma - \sigma_{A_1} \\ -3r/2 & r\sqrt{3}/2 & \sigma_{B_1} - \sigma_{A_1} \\ -3r/2 & -r\sqrt{3}/2 & \sigma_{C_1} - \sigma_{A_1} \end{vmatrix} = 0. \quad (1)$$

Уравнение (1) дает необходимое и достаточное условие принадлежности точки $M(r\cos\alpha, r\sin\alpha, \sigma)$ этой плоскости.

Раскрыв определитель (1), получим уравнение для определения напряжения σ в произвольной точке. Исследуя это уравнение на экстремум, получим напряжение, равномерно распределенное по сечению (от растягивающей силы) равно среднему значению в точках A_1 , B_1 и C_1 :

$$\sigma_{ras} = \frac{1}{3}(\sigma_{A_1} + \sigma_{B_1} + \sigma_{C_1}), \quad (2)$$

а максимальное или минимальное напряжения изгиба (изменяющиеся по линейному закону) имеют вид

$$\sigma_{izg} = \frac{\sqrt{3}}{3}(\sigma_{B_1} - \sigma_{C_1}) \sin \alpha_0 - \frac{1}{3}(\sigma_{B_1} + \sigma_{C_1} - 2\sigma_{A_1}) \cos \alpha_0. \quad (3)$$

Угол α_0 , при котором напряжения достигают максимального или минимального значения, определяется по формулам [2, 3]:

$$\sin \varphi_0 = \frac{\sqrt{3}(\sigma_{B_1} - \sigma_{C_1})}{\sqrt{(\sigma_{B_1} + \sigma_{C_1} - 2\sigma_{A_1})^2 + 3(\sigma_{B_1} - \sigma_{C_1})^2}};$$

$$\cos \varphi_0 = \frac{\sigma_{B_1} + \sigma_{C_1} - 2\sigma_{A_1}}{\sqrt{(\sigma_{B_1} + \sigma_{C_1} - 2\sigma_{A_1})^2 + 3(\sigma_{B_1} - \sigma_{C_1})^2}}. \quad (4)$$

Заметим, что напряжение изгиба определяется относительно плоскости, определяемой напряжениями растяжения по формуле (2). Поэтому минимальное напряжение вычисляется с отрицательным знаком. Ввиду этого максимальные и минимальные напряжения в поперечном сечении болта равны

$$\begin{cases} \sigma_{max} = \sigma_{ras} + \sigma_{izg}; \\ \sigma_{min} = \sigma_{ras} - \sigma_{izg}. \end{cases} \quad (5)$$

Если после затяжки шатунных болтов усилием Q_z к шатуну приложить внешнюю растягивающую нагрузку P , то общая нагрузка на один болт P_Σ будет равна

$$P_\Sigma = Q_z + 0,5\chi P, \quad (6)$$

где χ – коэффициент основной нагрузки резьбового соединения; коэффициент 0,5, так как разъем прямой и нагрузка воспринимается двумя болтами.

Разделив составляющие в зависимости (6) на площадь поперечного сечения стержня болта F_b , определим напряжение в сечении от действия усилия затяжки и приложенной к шатуну внешней нагрузки:

$$\chi = \frac{\sigma_\Sigma - \sigma_z}{\sigma_b}. \quad (7)$$

Из зависимости (7) можно определить коэффициент основной нагрузки, если сначала замерить напряжения при затяжке шатунных болтов, а затем – отдельно при нагружении шатуна внешней силой P . Просуммировав напряжения от этих двух отдельных нагружений – сначала от усилия затяжки Q_z , а затем от половины нагрузки на шатун $0,5P$, определим σ_Σ . В этом случае χ равно

$$\chi = \frac{\sigma_\Sigma - \sigma_z}{\sigma_b}, \quad (8)$$

где $\sigma_b = 0,5P/F_b$.

Результаты исследования и их обсуждение

Для калибровки ключа предельного момента для затяжки шатунных болтов в начале испытаний болты вворачивались в резьбовое на пластине, а между пластиной

и опорной поверхностью болта устанавливалась цилиндрическая втулка с наклеенными тензорезисторами [4, 5]. В результате калибровки была получена зависимость между моментом затяжки $M_z = f(Q_z)$.

В сечениях 1-1 и 2-2 (см. рис. 1), расположенных от опорной поверхности головки болта на расстояниях 50 мм и 100 мм, были наклеены тензорезисторы на внешней поверхности болта через 120° с базой 5 мм. Для измерения относительных деформаций использовался измеритель деформаций с погрешностью измерений единицы относительной деформации 20 ЕОД (1 ЕОД = $1 \cdot 10^{-6}$ относительной деформации ϵ). Площадь поперечного сечения болта в сечениях 1-1 и 2-2 равна $F_b = 213,72 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$.

В табл. 1 приведены результаты экспериментальных исследований по определению напряжений в сечении 1-1 стержня болта в точках A_1 , B_1 и C_1 (см. рис. 1), а также результаты расчетов по определению максимальных $\sigma_{\max}$, минимальных $\sigma_{\min}$ напряжений и положения площадки, определяемого углом α_0 , где они дей-

ствуют (в расчетах использовался $\sin \alpha_0$), с использованием зависимостей (2)–(5). Кроме того, определены напряжения от растягивающей нагрузки $\sigma_{\text{рас}}$ и напряжения изгиба $\sigma_{\text{изг}}$, а также соотношение их $\sigma_{\text{изг}} / \sigma_{\text{рас}}$ в процентах.

Результаты аналогичных экспериментальных исследований и расчетов распределения напряжений в нижнем сечении 2-2 при затяжке шатунных болтов приведены в табл. 2.

После окончательной затяжки шатунных болтов усилием 93500 Н, шатуны были установлены в испытательную машину, а шатун нагружался внешней продольной силой 20 кН; 30 кН и 40 кН. Результаты распределения напряжений в сечении 1-1 и 2-2 приведены в табл. 3 и 4.

Для того, чтобы определить, как повлияло внешнее нагружение на шатун на распределение напряжений в сечениях 1-1 и 2-2, просуммируем показания тензорезисторов при полной затяжке болтов усилием 93500 Н (последняя строка табл. 1 и 2) и при нагружении шатуна усилиями 20, 30 и 40 кН (табл. 3 и 4).

Таблица 1

Напряжения в шатунном болте при затяжке в сечении 1-1

Усилие затяжки, Q_z , Н	Напряжения в трех точках на наружной по- верхности болта, МПа			$\sigma_{\max}$, МПа	$\sigma_{\min}$, МПа	$\sin \phi_0$	Напряже- ние рас- тяжения $\sigma_{\text{рас}}$, МПа	Напря- жение изгиба $\sigma_{\text{изг}}$, МПа	$\sigma_{\text{изг}} / \sigma_{\text{рас}} \times 100\%$
	σ_{A1}	σ_{B1}	σ_{C1}						
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
15500	34,5	141,5	38,6	91,6	51,5	-0,8486	71,5	20,1	28
25500	92	172	94	134	104,7	-0,8549	119,3	14,7	12
32500	120	213	125	170,8	134,5	-0,8411	152,7	18,2	12
45500	170	297	172	235,5	190,5	-0,8591	213	22,5	11
67500	258	405	269	340,5	280,8	-0,8305	310,7	29,8	10
93500	352	592	370	486,4	389,6	-0,8304	438	48,4	11

Таблица 2

Напряжения в шатунном болте при их затяжке в сечении 2-2

Усилие затяжки, Н	Напряжения в трех точ- ках на наружной поверх- ности болта, МПа			$\sigma_{\max}$, МПа	$\sigma_{\min}$, МПа	$\sin \phi_0$	Напряже- ние рас- тяжения $\sigma_{\text{рас}}$, МПа	Напря- жение изгиба $\sigma_{\text{изг}}$, МПа	$\sigma_{\text{изг}} / \sigma_{\text{рас}} \times 100\%$
	σ_{A1}	σ_{B1}	σ_{C1}						
15500	28,5	30,6	156,5	93,6	50,1	0,8588	71,9	21,7	30
25500	75	86	195	143,1	94,2	0,8216	118,7	24,4	21
32500	115	125	219	174,3	131,7	0,8192	153	21,3	14
45500	163	172	305	240,4	186,2	0,8363	213,3	27,1	13
67500	256	282	412	354,4	279	0,7777	316,7	37,7	12
93500	344	369	599	490,5	384,1	0,8181	437,3	53,2	12

Таблица 3

Напряжения в шатунном болте в сечении 1-1 после затяжки усилием 93500 Н
только при нагружении шатуна продольной силой

Усилие в шатуне, Н	Напряженное состояние в трех точках на наружной поверхности болта, МПа			$\sigma_{\max}$, МПа	$\sigma_{\min}$, МПа	$\sin\varphi_0$	Напряже- ние рас- тяжения $\sigma_{\text{рас}}$, МПа	Напря- жение изгиба $\sigma_{\text{изг}}$, МПа	$\sigma_{\text{изг}}/\sigma_{\text{рас}} \times 100\%$
	σ_{A1}	σ_{B1}	σ_{C1}						
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
20000	6	9	12	11,31	6,7	0,5	9	2,31	11
30000	17	10	15	15,76	12,24	0,6934	14	1,76	12
40000	24	10	25	21,1	18,24	0,8943	19,7	1,42	7

Таблица 4

Напряжения в шатунном болте в сечении 2-2 после затяжки усилием 93500 Н
только при нагружении шатуна продольной силой

Усилие в шатуне, Н	Напряженное состояние в трех точках на наружной поверхности болта, МПа			$\sigma_{\max}$, МПа	$\sigma_{\min}$, МПа	$\sin\varphi_0$	Напряже- ние рас- тяжения $\sigma_{\text{рас}}$, МПа	Напря- жение изгиба $\sigma_{\text{изг}}$, МПа	$\sigma_{\text{изг}}/\sigma_{\text{рас}} \times 100\%$
	σ_{A1}	σ_{B1}	σ_{C1}						
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
20000	10	12	9	10,96	9,7	-0,9820	10,33	0,630	6
30000	15	24	3	14,66	13,34	-0,9966	14	0,6576	5
40000	24	35	2	21,59	19,1	-0,9820	20,33	1,26	6

Таблица 5

Напряжения в шатунном болте в сечении 1-1 после затяжки усилием 93500 Н
и при нагружении шатуна продольной силой

Усилие в шатуне, Н	Напряженное состояние в трех точках на наружной поверхности болта, МПа			$\sigma_{\max}$, МПа	$\sigma_{\min}$, МПа	$\sin\varphi_0$	Напряже- ние рас- тяжения $\sigma_{\text{рас}}$, МПа	Напря- жение изгиба $\sigma_{\text{изг}}$, МПа	$\sigma_{\text{изг}}/\sigma_{\text{рас}} \times 100\%$
	σ_{A1}	σ_{B1}	σ_{C1}						
20000	359	612	372	495,9	399,4	-0,8423	447,7	48,3	10
30000	369	602	385	498,3	405,68	-0,8337	452	46,32	10
40000	376	602	395	504,2	411,11	-0,8256	457,7	46,55	10

Таблица 6

Напряжения в шатунном болте в сечении 2-2 после затяжки усилием 93500 Н
и при нагружении шатуна продольной силой

Усилие в шатуне, Н	Напряженное состояние в трех точках на наружной поверхности болта, МПа			$\sigma_{\max}$, МПа	$\sigma_{\min}$, МПа	$\sin\varphi_0$	Напряже- ние рас- тяжения $\sigma_{\text{рас}}$, МПа	Напря- жение изгиба $\sigma_{\text{изг}}$, МПа	$\sigma_{\text{изг}}/\sigma_{\text{рас}} \times 100\%$
	σ_{A1}	σ_{B1}	σ_{C1}						
20000	354	381	608	503,4	389,2	0,8136	447,67	54	12
30000	359	393	602	512,2	393,1	0,7042	451,33	55,65	12
40000	368	404	603	517,2	394,7	0,7861	458,33	55,37	12

Таблица 7

Расчет коэффициента основной нагрузки в резьбовом соединении шатуна

Нагрузка на шатун, Н	Напряжения в сечении 1-1, МПа		Коэффициент основной нагрузки χ	Напряжения в сечении 2-2, МПа		Коэффициент основной нагрузки χ	Напряжение $\sigma_b = 0,5P/F_b$, МПа
	От усилия затяжки $\sigma_{рас}$, МПа	Общее напряжение σ_{Σ} , МПа		От усилия затяжки σ_z , МПа	Общее напряжение σ_{Σ} , МПа		
1	2	3	4	5	6	7	8
20000	438	447	0,1923	437,7	447,7	0,1923	46,79
30000	438	452	0,1995	437,7	451,33	0,1995	70,18
40000	438	457,7	0,2102	437,7	457,7	0,2102	93,58

Результаты расчетов приведены в табл. 5 и 6.

Наконец, пользуясь результатами расчетов табл. 5 и 6, определим, используя зависимость (8), коэффициент основной нагрузки резьбового соединения шатуна χ , который необходим для определения нагрузки, приходящейся на шатунный болт, при нагружении шатуна внешней нагрузкой. В столбцах 2, и 5 табл. 7 приведены результаты определения напряжений растяжения при затяжке болтов усилием 93500 кН для сечений 1-1 и 2-2. В столбцах 3 и 6 – приведены суммарные напряжения в этих же сечениях от затяжки и последовательно приложенных к шатуну нагрузок 20, 30 и 40 кН. В столбце 8 табл. 7 приведены результаты вычисления напряжений в сечении болта при условии распределения нагрузки на каждый болт (без учета резьбового соединения).

В столбцах 4 и 7 табл. 7 приведены результаты расчетов коэффициента основной нагрузки для резьбового соединения шатуна: среднее значение – $\chi = 0,2086$.

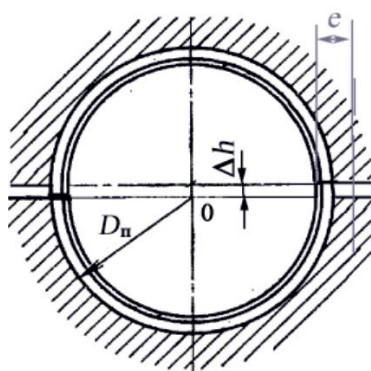


Рис. 2. Установка вкладышей с выступанием Δh в кривошипную головку шатуна

Анализируя результаты экспериментальных исследований (см. табл. 1 и 2), можно отметить, что на начальных этапах затяжки шатунного болта напряжение изги-

ба составляет почти 28...30 % напряжения растяжения. Это вызвано тем, что в кривошипную головку устанавливаются вкладыши с некоторым выступанием Δh (рис. 2). При затяжке шатунных болтов сначала происходит сжатие вкладышей по длине на величину Δh , только после этого происходит закрытие стыка между крышкой и кривошипной головкой. В этот период сила затяжки действует на удалении e (от оси шатунного болта), тем самым вызывая внецентренное приложение нагрузки не только к болту, но и к плоскости стыка.

Это вызывает дополнительную деформацию крышки и кривошипной головки. Схема такой деформации условно показана на рис. 3 (аналогична сжатию шатуна продольной силой). Для деформации вкладышей на величину $\Delta h = 0,08...0,1$ мм потребуется усилие 12500...16500 Н. Далее, когда стык закроется внецентренная нагрузка остается, так как передача усилия на деформацию болта передается на среднем радиусе резьбы. Поэтому процент соотношения остается одинаковым (в пределах погрешности измерений).

После затяжки шатунных болтов до усилия 93500 Н и нагружения продольным усилием 20, 30 и 40 кН изгиб шатунных болтов, как следует из данных табл. 3 и 4, происходит в другую сторону, чем при затяжке (это можно заметить по знаку $\sin \alpha_0$ – меняется на противоположный). Это вызвано деформацией кривошипной головки под действием продольных сил. Схематично деформация кривошипной головки под действием продольных сил показана на рис. 4.

Если чисто условно сложить деформации при затяжке шатунных болтов и при нагружении продольной силой, то напряжения изгиба уменьшаются, при этом в сечении 2-2 не намного выше, чем в сечении 1-1, видимо, по причине меньшей жесткости крышки по сравнению с кривошипной головкой.

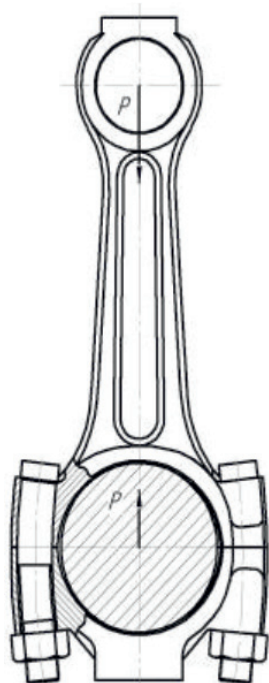


Рис. 3. Деформация кривошипной головки и шатунных болтов при деформации выступающей вкладышей

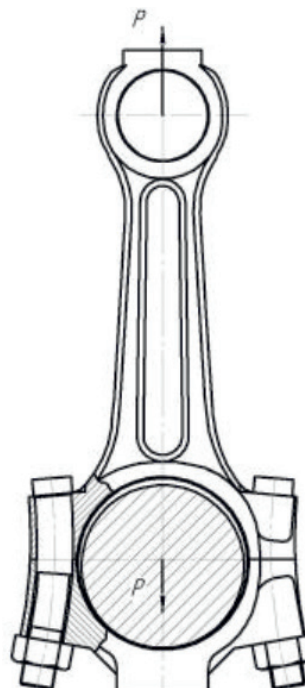


Рис. 4. Схема деформации кривошипной головки шатуна под действием продольной растягивающей силы

Наконец, анализ полученных результатов при вычислении коэффициента основной нагрузки резьбового соединения шатуна χ показывает, что он находится в пределах рекомендуемых [6, 7].

Список литературы

1. Гоц А.Н. Учет напряжений изгиба при расчете шатунных болтов // Двигателестроение. – 2004. – № 4. – С. 16–18.
2. Гоц А.Н. Расчет шатунных болтов с учетом изгиба // Фундаментальные и прикладные проблемы совершенствования поршневых двигателей: материалы IX Международной научно-практической конференции. Под ред. В.В. Эфроса, А.Н. Гоца. – Владимир: Владим. гос. ун-т, 2005. – С. 307–311.
3. Умнов А.Е. Аналитическая геометрия и линейная алгебра: учебное пособие – 3-е изд., испр. и доп. – М.: МФТИ, 2011. – 544 с.
4. Ряховский О.А., Сыромятников В.С. Экспериментальное определение коэффициента трения в болтовом соединении // Известия вузов. Серия Машиностроение. – 2016. – № 10. – С. 12–13.
5. Сыромятников В.С., Гарсия М.Х.М. и др. Оптимальная затяжка резьбового соединения от раскрытия стыка // Известия вузов. Серия Машиностроение. – 2016. – № 12. – С. 45–50.
6. Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Иосилевич Г.Б. Расчет на прочность деталей машин: Справочник. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1993. – 640 с.
7. Конструирование двигателей внутреннего сгорания: учебник для вузов / Н.Д. Чайнов, Н.А. Иващенко, А.Н. Краснокутский, Л.Л. Мяков; под ред. Н.Д. Чайнова. – М.: Машиностроение, 2010. – 495 с.