

УДК 621.813

DOI 10.18698/0536-1044-2016-12-43-50

Оптимальная затяжка резьбового соединения от раскрытия стыка

В.С. Сыромятников¹, Х.М. Гарсия Мартинес², Л.А. Самора Кинтана²,
М.Г. Ортега Росалес²

¹ МГТУ им. Н.Э. Баумана, 105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1

² Университет Гвадалахары, 44430, Гвадалахара, штат Халиско, Мексика, ул. Революции, 1400

The Optimum Preload of a Threaded Joint Against Joint Separation

V.S. Syromyatnikov¹, J.M. Garcia Martinez², L.A. Samora Quintana²,
M.G. Ortega Rosales²

¹ BMSTU, 105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1

² University of Guadalajara, 44430, Guadalajara, Jalisco, Mexico, Revolution St., 1400



e-mail: vsyromia@gmail.com, marcos.garcia@ymail.com, tontin_2@yahoo.com.mx,
mgortega01@yahoo.com.mx



Работоспособность резьбового соединения нагруженного силой, раскрывающей стык деталей, определяется двумя основными показателями: плотностью стыка и прочностью болта. Детали сжимаются силой затяжки при завинчивании гайки. Болт растягивается и одновременно скручивается моментом сил в резьбе. В инженерных расчетах напряжение в поперечном сечении болта приводят к эквивалентному, в котором касательная составляющая рассматривается как часть нормального напряжения от силы затяжки. Для увеличения точности расчета эквивалентное напряжение находится в зависимости от коэффициента трения в резьбе и ее размеров. С этой целью при вычислении коэффициента запаса прочности болта используют коэффициент эквивалентного напряжения. Предложено определять коэффициент запаса прочности болта в зависимости от стандартной пробной нагрузки. С увеличением силы затяжки коэффициент запаса прочности снижается, а коэффициент запаса плотности стыка повышается. Рассчитана оптимальная затяжка соединения, обеспечивающая равенство обоих коэффициентов запаса. Определен диапазон изменения силы затяжки, в котором значения коэффициентов запаса прочности болта и плотности стыка деталей не уменьшаются ниже единицы.

Ключевые слова: резьбовое соединение, эквивалентное напряжение, пробная нагрузка, коэффициент запаса, оптимальная затяжка.



The strength of a threaded joint loaded by the external load that separates the joint is determined by two main parameters: the joint integrity and the bolt strength. The parts are compressed by the nut tightening force. The bolt is stretched and twisted at the same time by the torque in the thread. In engineering calculations, the stress in the cross section of the bolt is brought to an equivalent stress in which the tangential component is considered as part of the normal stress of the tightening force. To increase the accuracy of the calculation, the equivalent stress is dependent on the coefficient of friction in the thread and the thread size. For this purpose, the equivalent stress factor is used when calculating the bolt load factor. It is proposed to determine the bolt safety load factor depending on the standard proof load. As the preload increases, the bolt safety load factor decreases,

while the joint tightness load factor increases. The optimum preload of the threaded joint is calculated, ensuring the equality of both load factors. The range of variation in the preload is determined, within which the bolt safety load factor and the joint tightness load factor do not fall below 1.

Keywords: threaded joint, equivalent stress, proof load, safety factor, optimum preload.

Напряжение в сечении болта при затяжке соединения принято определять по эквивалентному напряжению [1]:

$$\sigma_{\text{экр}} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = K_e \sigma, \quad (1)$$

где σ — нормальное напряжение; τ — напряжение кручения; K_e — коэффициент эквивалентности, приводящий эквивалентное напряжение к нормальному от силы затяжки F .

В формуле (1)

$$\sigma = \frac{F}{A_s} = \frac{4F}{\pi d_p^2}. \quad (2)$$

Здесь A_s и d_p — расчетные площадь сечения и диаметр болта [2], которые связаны выражением

$$A_s = \pi \left(\frac{d_2 + d_3}{2} \right)^2 = \frac{\pi d_p^2}{4},$$

где d_2 — средний диаметр резьбы; d_3 — внутренний диаметр резьбы по дну впадины [3].

Напряжение кручения τ в формуле (1) зависит от момента сил в резьбе T_p :

$$\tau = \frac{T_p}{W_p}, \quad (3)$$

где W_p — полярный момент сопротивления кручению болта, $W_p = \pi d_p^3 / 16$.

Момент сил в резьбе приложен в плоскости вращения гайки (рис. 1) и определяется выражением

$$T_p = F \frac{d_2}{2} (\operatorname{tg} \psi + f_1). \quad (4)$$

Здесь ψ — угол подъема резьбы на среднем диаметре d_2 ; f_1 — приведенный коэффициент трения в резьбе [4]:

$$f_1 = \frac{f}{\cos \psi [\cos(\alpha/2) \cos \psi - f \sin \psi]}, \quad (5)$$

где f — коэффициент трения; α — угол профиля резьбы.

После подстановки выражения (4) в формулу (3) получим

$$\tau = \frac{T_p}{W_p} = \frac{8Fd_2(\operatorname{tg} \psi + f_1)}{\pi d_p^3}. \quad (6)$$

Подставив соотношения (2) и (6) в формулу (1), выразим из нее коэффициент эквивалентности:

$$K_e = \sqrt{1 + 3 \left(\frac{\tau}{\sigma} \right)^2} = \sqrt{1 + 12 \left(\frac{d_2}{d_p} \right)^2 (\operatorname{tg} \psi + f_1)^2}.$$

Для болта одного диаметра значение коэффициента K_e будет изменяться в зависимости от приведенного коэффициента трения f_1 (формула (5)), т. е. от коэффициента трения в резьбе (табл. 1) [5, 6].

В табл. 2 приведены значения K_e для некоторых диаметров резьбы d при различных коэффициентах трения в резьбе f (см. табл. 1).

Из табл. 2 следует, что коэффициент эквивалентности K_e изменяется от 1,188 до 3,314 в зависимости от коэффициента трения f и в меньшей степени от диаметра болта. В учебной и технической литературе [1, 7, 8] при расчете затянутого соединения на прочность принимают $K_e = 1,3$ независимо от диаметра болта и коэффициента трения в резьбе. Тогда эквивалентное напряжение определяется выражением

$$\sigma_{\text{экр}} = K_e \sigma = 1,3 \frac{F}{A_s} \leq [\sigma], \quad (7)$$

где $[\sigma] = \sigma_T / S$ — допускаемое напряжение (σ_T — предел текучести материала болта; $S = 1,2 \dots 4,0$ — средние значения коэффициента запаса) [1].

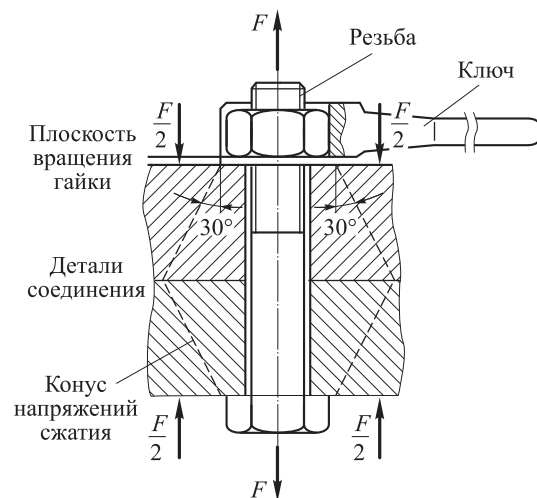


Рис. 1. Затянутое болтовое соединение

Таблица 1

Значения коэффициентов трения в резьбе f и на торце гайки f_t

Смазочный материал	Покрытие					
	фосфатное		без покрытия		оксидное	
	f	f_t	f	f_t	f	f_t
Без смазочного материала	0,15...0,23	0,09...0,12	0,32...0,52	0,14...0,24	0,50...0,84	0,20...0,43
Солидол	0,15...0,20	0,10...0,13	0,18...0,23	0,10...0,14	0,39...0,51	0,19...0,29
Машинное масло	0,15...0,19	0,09...0,13	0,16...0,21	0,11...0,14	0,37...0,47	0,19...0,29
Машинное масло с 20%-ной добавкой дисульфидного молибдена	0,14...0,17	0,07...0,10	0,11...0,15	0,07...0,10	0,15...0,21	0,07...0,11

Примечание. Материал болта и гайки — сталь 45, резьба М10.

Таблица 2

Значения коэффициента эквивалентности K_e

d , мм	f						
	0,12	0,15	0,19	0,28	0,32	0,42	0,67
8	1,228	1,307	1,425	1,726	1,872	2,259	3,314
10	1,222	1,300	1,416	1,714	1,859	2,243	3,290
12	1,218	1,295	1,410	1,707	1,852	2,234	3,277
16	1,215	1,292	1,406	1,702	1,846	2,227	3,267
20	1,211	1,287	1,401	1,696	1,839	2,218	3,254
24	1,188	1,261	1,370	1,655	1,794	2,163	3,172

Значения $K_e = 1,261...1,307$ соответствуют коэффициенту трения $f = 0,15$ при фосфатном покрытии болтов либо при смазке болтов без покрытия или с оксидным покрытием (см. табл. 1). Однако при расчете болтов в других условиях, например болта М8 без покрытия и смазки, средний коэффициент трения $f = 0,42$ (см. табл. 1). При этом коэффициент $K_e = 2,259$ (см. табл. 2). Если принять силу затяжки $F = 6\ 000$ Н, а допускаемое напряжение $[\sigma] = 170$ Н/мм², то при расчете болта по выражению (7) с коэффициентом $K_e = 1,3$ получим

$$1,3 \frac{6\ 000}{36,6} = 163,9 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2} \leq 170 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2},$$

т. е. условие прочности соблюдается.

На практике при $f = 0,42$ коэффициент эквивалентности $K_e = 2,259$ и расчетное напряжение окажется больше допускаемого:

$$2,259 \frac{6\ 000}{36,6} = 370,3 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2} > 170 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2},$$

т. е. условие прочности не соблюдается.

Для одних и тех же условий коэффициенты трения могут изменяться в очень широких пределах. Например, для болтов с оксидным покрытием без смазки разброс f составляет от 0,50 до

0,84, а со смазкой машинным маслом — от 0,37 до 0,47 (см. табл. 1). Соответственно для первых из них коэффициент эквивалентности K_e изменяется от 2,470 до 4,077, а для вторых — от 1,970 до 2,467. В этих случаях расчет по формуле (7) без точного значения коэффициента эквивалентности будет содержать ошибку.

После введения рекомендаций ИСО Р 898-1: 1968, устанавливающих классы прочности для болтов и винтов, в 1969 г. были опубликованы рекомендации ИСО Р 898-2, определяющие классы прочности гаек. Эти две рекомендации ИСО создали новую систему классов прочности болтов, винтов и гаек, а совместно с новыми требованиями к маркировке обеспечили четкую классификацию несущей способности сборочного соединения болт-гайка.

С тех пор в качестве главного критерия механической прочности используется пробная нагрузка или пробное напряжение [2, 9]. Пробная нагрузка — наибольшее усилие, которое не вызывает в болте остаточных деформаций (рис. 2).

Напряжение от пробной нагрузки гарантированно меньше предела текучести и является более точным и предпочтительным критерием, поскольку испытания пробной нагрузкой вы-

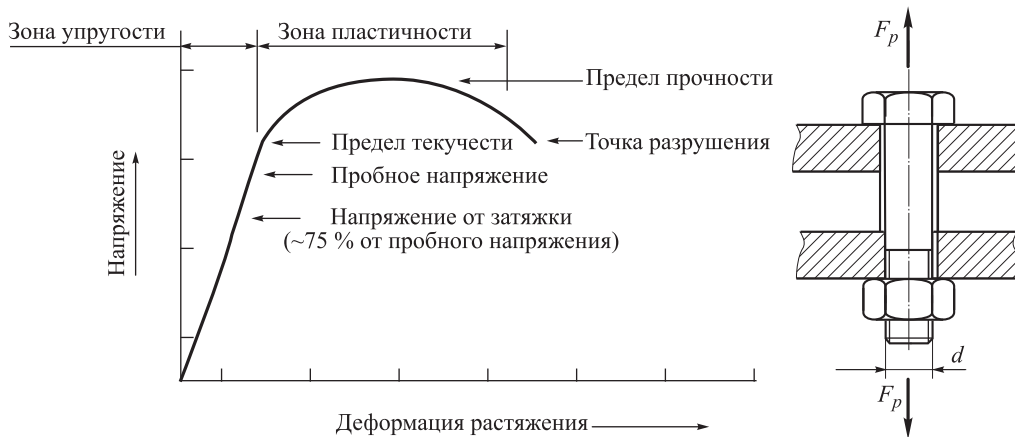


Рис. 2. Диаграмма испытания болта пробной нагрузкой F_p

полняют на стандартных болтах, а определение предела текучести — на специально обработанных образцах. В стандарте [2] предел текучести имеет общее значение для всех болтов заданного класса прочности, в то время как пробная нагрузка в заданном классе определена для каждого болта отдельно (табл. 3). Если эквивалентное напряжение в расчетном сечении болта не превышает пробное напряжение, то стандарт гарантирует его прочность с 99 %-ной вероятностью [2, 9].

Заменив допускаемое напряжение в правой части выражения (7) на пробное напряжение σ_p , получим

$$\sigma_{\text{эkv}} = K_e \frac{F}{A_s} \leq \sigma_p = \frac{F_p}{A_s}. \quad (8)$$

Из уравнения (8) следует, что эквивалентное напряжение в сечении болта не больше пробного напряжения, если

$$K_e F \leq F_p. \quad (9)$$

В затянутом соединении внешняя нагрузка P увеличивает нормальное напряжение (рис. 3):

$$\sigma = \frac{K_e F}{A_s} + \frac{CP}{A_s} \leq \frac{F_p}{A_s}, \quad (10)$$

где $C = c_6 / (c_6 + c_d)$ — коэффициент основной нагрузки (c_6 — жесткость болта; c_d — жесткость деталей). Коэффициент C показывает, какая часть силы P нагружает болт. Другая часть $(1 - C)P$ разгружает стык деталей (см. рис. 3).

Таблица 3

Пробные нагрузки для болтов с крупной резьбой [2]

Резьба	Площадь сечения A_s , мм ²	Класс прочности						
		4.8	5.6	5.8	6.8	8.8	10.9	12.9
		Пробная нагрузка F_p ($A_s S_p$), Н						
M8	36,6	11 400	10 200	13 900	16 100	21 200	30 400	35 500
M10	58,0	18 000	16 200	22 000	25 500	33 700	48 100	56 300
M12	84,3	26 100	23 600	32 000	37 100	48 900	70 000	81 800
M14	115	35 600	32 200	43 700	50 600	66 700	95 500	112 000
M16	157	48 700	44 000	59 700	69 100	91 000	130 000	152 000
M18	192	59 500	53 800	73 000	84 500	115 000	159 000	186 000
M20	245	76 000	68 600	93 100	10 800	147 000	203 000	238 000
Предел прочности R_m , Н/мм ²		420	500	520	600	800 ($d \leq 16$); 830 ($d > 16$)	1 040	1 220
Предел текучести R_{eL} , Н/мм ²		340	300	420	480	660	940	1 100
Напряжение от пробной нагрузки S_p , Н/мм ²		310	280	380	440	600	830	970

Для компенсации неточности внешней нагрузки P в неравенство (10) вводят коэффициент запаса по нагрузке n [9, 10]:

$$\sigma = \frac{K_e F}{A_s} + \frac{CnP}{A_s} \leq \frac{F_p}{A_s}. \quad (11)$$

После преобразования выражения (11) относительно коэффициента n получим

$$n = \frac{F_p - K_e F}{CP}. \quad (12)$$

Коэффициент n определяет прочность болта. Другим показателем работоспособности резьбового соединения является коэффициент запаса плотности стыка деталей (см. рис. 1) [7, 9]:

$$n_c = \frac{F}{(1-C)P}. \quad (13)$$

Цель работы — определение оптимальной силы затяжки, обеспечивающей равную прочность болта и стыка деталей, т. е. равенство коэффициентов запаса n и n_c .

При увеличении силы затяжки F коэффициент запаса n снижается, а коэффициент запаса по стыку n_c повышается. Очевидно, что существует оптимальная затяжка соединения, при которой коэффициенты будут равны:

$$\frac{F_p - K_e F}{CP} = \frac{F}{(1-C)P}. \quad (14)$$

Решив уравнение (14) относительно F , получим оптимальную силу затяжки

$$F_{opt} = \frac{F_p(1-C)}{K_e(1-C)+C}. \quad (15)$$

После подстановки F_{opt} в формулу для вычисления одного из коэффициентов запаса (12) или (13), найдем значение коэффициентов при оптимальной затяжке:

$$n_{opt} = n_{c\ opt} = \frac{F_{opt}}{(1-C)P} = \frac{F_p}{P[K_e(1-C)+C]}. \quad (16)$$

Выражение (16) облегчает определение пробной нагрузки F_p , т. е. выбор болта по заданным коэффициентам запаса и внешней нагрузке P .

Вследствие ошибок при затяжке соединения важно знать диапазон изменения силы затяжки, при котором $n \geq 1$ и $n_c \geq 1$.

Для решения этой задачи построим графики коэффициентов запаса в зависимости от отношения силы затяжки F к ее предельному значению из выражения (9) $F_{пред} = F_p/K_e$:

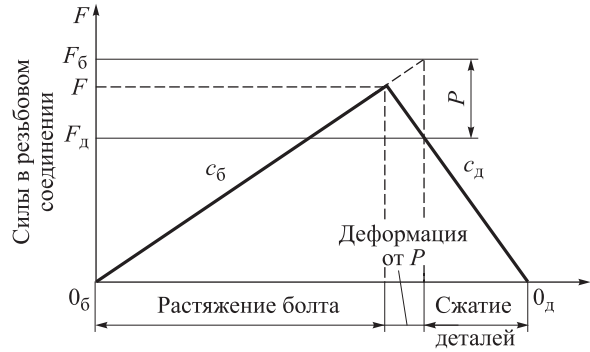


Рис. 3. Силы и деформации в соединении, нагруженном внешней силой P : F_b — сила в болте, $F_b = F + CP$; F_d — сила в деталях, $F_d = F - (1 - C)P$

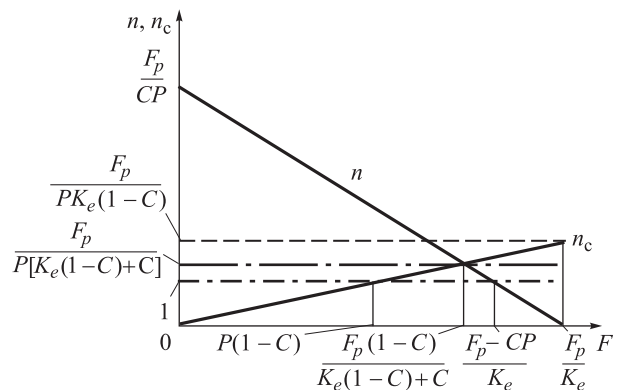


Рис. 4. Графики коэффициентов запаса в резьбовом соединении

$$0 \leq \frac{F}{F_p / K_e} \leq 1 \text{ или } 0 \leq F \leq F_p / K_e$$

Предварительно преобразуем выражения (12) и (13):

$$n = \frac{F_p - K_e F}{CP} = \frac{F_p}{CP} \left(1 - \frac{K_e F}{F_p} \right);$$

$$n_c = \frac{F}{P(1-C)} \left(\frac{F_p}{F_p} \right) = \frac{F_p}{P(1-C)} \left(\frac{F}{F_p} \right).$$

Графики, приведенные на рис. 4 для диапазона силы затяжки $0 \leq F \leq F_p/K_e$, показывают, что если сила F находится в пределах

$$P(1-C) \leq F \leq \frac{F_p - CP}{K_e}, \quad (17)$$

то значения коэффициентов запаса n и n_c не опускаются ниже единицы.

Внутри этих пределов при оптимальной силе затяжки (15)

$$F_{opt} = \frac{F_p(1-C)}{K_e(1-C)+C}$$

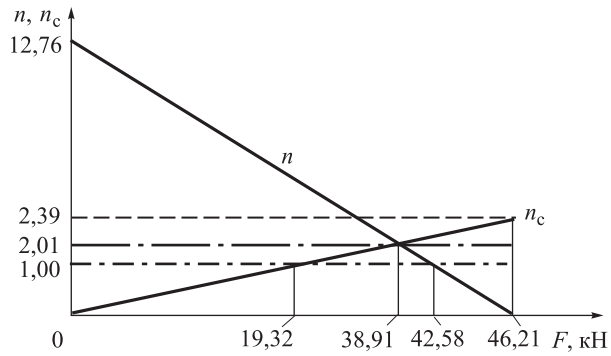


Рис. 5. Графики коэффициентов запаса для соединения с болтом М16

оба коэффициента запаса имеют равные значения:

$$n_{\text{opt}} = n_{c \text{ opt}} = \frac{F_p}{P[K_e(1-C)+C]}.$$

В качестве примера выберем болт для резьбового соединения, нагруженного силой $P = 24$ кН. Согласно рекомендациям работы [1], принимаем коэффициент основной нагрузки соединения $C = 0,25$, а коэффициент трения в резьбе $f = 0,15$, для которого из табл. 2 получим среднее значение коэффициента $K_e = 1,290$. Для определения ориентировочного значения пробной нагрузки F_p используем формулу (16), приняв коэффициенты запаса $n_{\text{opt}} = n_{c \text{ opt}} = 2$:

$$\begin{aligned} n_{\text{opt}} = n_{c \text{ opt}} = 2 &= \\ &= \frac{F_p}{24[1,29(1-0,25)+0,25]} = \frac{F_p}{29,22}. \end{aligned}$$

Отсюда расчетная пробная нагрузка $F_p = 58,44$ кН. Из табл. 3 выбираем болт М16 класса прочности 5.8 с пробной нагрузкой $F_p = 59,70$ кН. После уточнения коэффициента основной нагрузки $C = 0,195$ и коэффициента $K_e = 1,292$ по табл. 2 для болта М16 определим оптимальную силу затяжки по выражению (15):

$$F_{\text{opt}} = \frac{59,70(1-0,195)}{1,292(1-0,195)+0,195} = 38,91 \text{ кН}.$$

По формуле (16) уточним значение коэффициентов запаса для болта и стыка:

$$n_{\text{opt}} = n_{c \text{ opt}} = \frac{59,70}{24[1,292(1-0,195)+0,192]} = 2,01.$$

Преобразовав выражение (17), определим пределы изменения силы затяжки, внутри которых $n \geq 1$ и $n_c \geq 1$:

$$\begin{aligned} P(1-C) \leq F \leq \frac{F_p - CP}{K_e} &= \\ = 24(1-0,195) \leq F \leq \frac{59,70 - 0,195 \cdot 24}{1,292}. \end{aligned}$$

Отсюда получим $19,32 \text{ кН} \leq F \leq 42,58 \text{ кН}$.

На рис. 5 приведены графики коэффициентов запаса для рассчитанного соединения.

Выводы

1. Прочность болта определяется эквивалентным напряжением, которое зависит от напряжения растяжения и касательного напряжения от скручивания болта моментом трения в резьбе.

2. Для расчета эквивалентного напряжения предложено использовать коэффициент эквивалентности, который приводит эквивалентное напряжение к напряжению растяжения от силы затяжки.

3. Коэффициент эквивалентности зависит от коэффициента трения в резьбе и от диаметра болта.

4. Критерием прочности стандартных болтов может быть предел текучести материала или пробное напряжение от пробной нагрузки.

5. Предложено определять коэффициент запаса прочности болта в зависимости от стандартной пробной нагрузки.

6. Напряжение от пробной нагрузки меньше предела текучести и является более точным критерием прочности, поскольку испытания пробной нагрузкой проводят для каждого стандартного болта в заданном классе прочности, а определение предела текучести выполняют на специальном образце для всего класса прочности.

7. При увеличении силы затяжки резьбового соединения плотность стыка деталей увеличивается, а прочность болта снижается.

8. Оптимальная затяжка соединения обеспечивает равенство коэффициентов запаса прочности болта и плотности стыка деталей.

9. Определен диапазон изменения силы затяжки, где значения коэффициентов запаса прочности болта и плотности стыка деталей не опускаются ниже единицы.

Литература

- [1] Иванов М.Н., Финогенов В.А. *Детали машин*. Москва, Высшая школа, 2008. 408 с.
- [2] ГОСТ Р ИСО 898-1-2011. *Механические свойства крепежных изделий из углеродистых и легированных сталей. Часть 1. Болты, винты и шпильки установленных классов прочности с крупным и мелким шагом резьбы*. Введен 2013-01-01. Москва, Стандартинформ, 2013. 54 с.
- [3] ГОСТ 24705-2004. *Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая. Основные размеры*. Введен 2005-07-01. Москва, Стандартинформ, 2005. 20 с.
- [4] Сыромятников В.С., García J.M., Ortega M.G, Zamora L.A. Расчет момента и угла затяжки в резьбовом соединении. *Инновации и инвестиции*, 2013, № 4, с. 197-201.
- [5] Иосилевич Г.Б., Лебедев П.А., Стреляев В.С. *Прикладная механика*. Москва, Машиностроение, 2013. 576 с.
- [6] Соловьев В.Л. *Обеспечение надежности машин при их ремонте в сельском хозяйстве путем повышения точности и равномерности затяжки групповых резьбовых соединений*. Дис. ... канд. техн. наук. Омск, 2014. 132 с.
- [7] Ряховский О.А., ред. *Детали машин*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2014. 465 с.
- [8] Анурьев В.И. *Справочник конструктора-машиностроителя*. В 3 т. Т. 2. Москва, Машиностроение, 2006. 860 с.
- [9] Budynas R., Nisbett K. *Shigley's mechanical engineering design*. McGraw-Hill, 2008. 1059 p.
- [10] Valladares D., Carrera M., Castejon L., Martin C. Development of a Numerical Technique for the Static Analysis of Bolted Joints by the FEM. *Lecture Notes in Engineering and Computer Science. Proceedings of the World Congress on Engineering 2013 Vol III, WCE 2013, July 3-5, 2013*, Imperial College London, London, U.K., 2013, vol. 3, pp. 1791-1796.

References

- [1] Ivanov M.N., Finogenov V. A. *Detali mashin* [Machine parts]. Moscow, Vysshiaia shkola publ., 2008. 408 p.
- [2] GOST R ISO 898-1-2011. *Mekhanicheskie svoistva krepzhnykh izdelii iz uglerodistykh i legirovannykh stalei. Chast' 1. Bolty, vinty i shpil'ki ustanovlennykh klassov prochnosti s krupnym i melkim shagom rez'by* [State Standard 898-1-2011. Mechanical properties of fasteners made of carbon steel and alloy steel. Part 1. Bolts, screws and studs of specified property classes with coarse thread and fine pitch thread]. Moscow, Standartinform publ., 2013. 54 p.
- [3] GOST 24705-2004. *Osnovnye normy vzaimozameniaemosti. Rez'ba metricheskaia. Osnovnye razmery* [State Standard 24705-2004. ISO general-purpose metric screw threads-basic dimensions (MOD)]. Moscow, Standartinform publ., 2005. 20 p.
- [4] Syromiatnikov V.S., García J.M., Ortega M.G, Zamora L.A. Raschet momenta i ugla zatiashki v rez'bovom soedinenii [Calculation of torque and tightening angle of a threaded joint]. *Innovatsii i investitsii* [Innovation and Investment]. 2013, no. 4, pp. 197-201.
- [5] Iosilevich G.B., Lebedev P.A., Streliaev V.S. *Prikladnaia mekhanika* [Applied mechanics]. Moscow, Mashinostroenie publ., 2013. 576 p.
- [6] Solov'ev V.L. *Obespechenie nadezhnosti mashin pri ikh remonte v sel'skom khoziaistve putem povysheniia tochnosti i ravnomernosti zatiashki gruppovykh rez'bovykh soedinenii*. Diss. kand. tekhn. nauk [Ensuring reliability of the machines at their repair in agriculture by improving the accuracy and uniformity of the tightening group of threaded connections. Cand. tech. sci. diss.]. Omsk, 2014. 132 p.
- [7] *Detali mashin* [Machine parts]. Ed. Riakhovskii O.A. Moscow, Bauman Press, 2014. 465 p.
- [8] Anur'ev V.I. *Spravochnik konstruktora-mashinostroitelia* [Designer Directory-Machinist]. Vol. 2. Moscow, Mashinostroenie publ., 2006. 860 p.
- [9] Budynas R., Nisbett K. *Shigley's mechanical engineering design*. McGraw-Hill, 2008. 1059 p.
- [10] Valladares D., Carrera M., Castejon L., Martin C. Development of a Numerical Technique for the Static Analysis of Bolted Joints by the FEM. *Lecture Notes in Engineering and Computer Science. Proceedings of the World Congress on Engineering 2013 Vol III, WCE 2013, July 3-5, 2013*, Imperial College London, London, U.K., 2013, vol. 3, pp. 1791-1796.

Информация об авторах

СЫРОМЯТНИКОВ Владимир Сергеевич (Москва) — кандидат технических наук, доцент кафедры «Основы конструирования машин». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, ул. 2-я Бауманская, д. 5, стр. 1, e-mail: vsyromia@gmail.com).

ГАРСИЯ МАРТИНЕС Хуан Маркос (Гвадалахара) — доктор наук, профессор кафедры «Электромеханика». Университет Гвадалахары (44430, Гвадалахара, штат Халиско, Мексика, ул. Революции, 1400, e-mail: marcos.garcia@ymail.com).

САМОРА КИНТАНА Лаура Ангелика (Гвадалахара) — магистр наук, доцент кафедры «Электромеханика». Университет Гвадалахары (44430, Гвадалахара, штат Халиско, Мексика, ул. Революции, 1400, e-mail: tontin_2@yahoo.com.mx).

ОРТЕГА РОСАЛЕС Мигель Герсаун (Гвадалахара) — магистр наук, доцент кафедры «Электромеханика». Университет Гвадалахары (44430, Гвадалахара, штат Халиско, Мексика, ул. Революции, 1400, e-mail: mgortega01@yahoo.com.mx).

Information about the authors

SYROMYATNIKOV Vladimir Sergeevich (Moscow) — Ph.D., Professor, Department of Basics of Machine Designing. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: vsyromia@gmail.com).

GARCIA MARTINEZ Juan Marcos (Guadalajara) — Doctor of Science, Professor, Department of Electrical Mechanics. University of Guadalajara (44430, Guadalajara, Jalisco, Mexico, Revolution St., 1400, e-mail: marcos.garcia@ymail.com).

SAMORA QUINTANA Laura Angelica (Guadalajara) — Master of Science, Associate Professor, Department of Electrical Mechanics. University of Guadalajara (44430, Guadalajara, Jalisco, Mexico, Revolution St., 1400, e-mail: tontin_2@yahoo.com.mx).

ORTEGA ROSALES Miguel Gersayn (Guadalajara) — Master of Science, Associate Professor, Department of Electrical Mechanics. University of Guadalajara (44430, Guadalajara, Jalisco, Mexico, Revolution St., 1400, e-mail: mgortega01@yahoo.com.mx).



В Издательстве МГТУ им. Н.Э. Баумана
вышла в свет монография

Г.В. Новикова

«Частотное управление асинхронными электродвигателями»

Книга посвящена одному из видов электрического привода — частотно-управляемому с асинхронными электродвигателями, наиболее сложному и широко распространенному в современной технике.

Рассмотрены проблемы теории и практики частотного управления асинхронными электродвигателями. Подробно изложены вопросы расчета статических характеристик, проанализированы режимы работы и управления частотно-управляемыми приводами. Теория работы частотно-управляемого привода рассмотрена применительно ко всем возможным приложениям, а особенности его работы, основные примеры и расчеты — к тяговому приводу.

Для специалистов по электроприводу, а также студентов и аспирантов вузов.

Предполагается знание читателем основ теории электротехники, электрических машин, преобразовательной техники, электроприводу и автоматическому управлению.

По вопросам приобретения обращайтесь:

105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1.

Тел.: +7 499 263-60-45, факс: +7 499 261-45-97;

press@bmstu.ru; www.baumanpress.ru