

УДК 621.813

10.18698/0536-1044-2016-10-18-25

Экспериментальное определение коэффициентов трения в болтовом соединении

О.А. Ряховский, В.С. Сыромятников

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

The Experimental Determination of the Coefficients of Friction in Bolted Joints

O.A. Ryakhovskiy, V.S. Syromyatnikov

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

@ e-mail: rolgan@mail.ru, vsyromia@gmail.com

i Коэффициенты трения в болтовом соединении оказывают влияние на его прочность, трудоемкость и время сборки. Определение коэффициента трения в резьбе затруднено из-за обилия факторов, изменяющих его значение. Большая часть из них подвержена случайным отклонениям, которые не поддаются точным аналитическим расчетам. Для решения проблемы предложен экспериментальный метод, основанный на прокручивании болта при затяжке соединения из-за превышения момента сил в резьбе над моментом трения на торце болта. Испытания проведены на лабораторной установке для измерения силы затяжки. Измерения моментов при завинчивании гайки выполнены с помощью динамометрического ключа. В целях повышения эффективности исследования использован пакет Statgraphics Plus для планирования эксперимента и статистической обработки результатов. Статистические данные указывают на отсутствие систематических ошибок в экспериментальных измерениях. Полученные значения коэффициентов трения хорошо согласуются со справочными данными.

Ключевые слова: болтовое соединение, коэффициенты трения, эксперимент, среднее значение, стандартное отклонение.

i Coefficients of friction in bolted joints affect their strength, assembly time and labor intensity. Determining the coefficient of friction in the thread is complicated by a variety of factors that change its value. Most of them are subject to random variations that cannot be calculated analytically. The authors propose an experimental method to solve this problem. It is based on over-twisting of the bolt when it is tightened due to the excess torque in the thread compared to the friction torque at the bolt end. A laboratory unit for measuring the tightening force is used for the experiments. As the nut is tightened, the torques are measured using a torque wrench. To improve the efficiency of the research, the Statgraphics Plus software package is used for the experiment design and statistical analysis of the results. The statistical data shows the absence of systematic errors in the experimental measurements. The values obtained for the coefficients of friction are in good agreement with reference data.

Keywords: bolt joint, coefficients of friction, experiment, mean value, standard deviation.

В современном машиностроении широко применяют соединения болтами, которые различаются по типам, классам прочности, диаметрам, квалитетам точности и др. Монтаж болтового соединения состоит из нескольких операций. Так, при сборке крыльев и фюзеляжа самолета сверлят десятки тысяч отверстий, удаляют заусенцы, вставляют болты и завинчивают гайки. Все операции выполняют вручную. Процесс сборки является трудоемким, дорогостоящим и имеет высокий уровень шума.

Инженеры стремятся облегчить и улучшить условия труда, снизить стоимость производства. Болтовые соединения собирают с помощью высокоточного инструмента, который настраивают в соответствии с данными, указанными на сборочных чертежах. Момент при завинчивании гаек определяется силами трения в резьбе и на торце гайки. Небольшие изменения коэффициентов трения ощутимо влияют на момент завинчивания. При затяжке гайки (рис. 1) момент на гаечном ключе складывается из суммы момента сил в резьбе T_p и момента трения на торце гайки T_t [1]:

$$T = T_p + T_t. \tag{1}$$

В выражении (1)

$$T_p = F \frac{d_2}{2} (\operatorname{tg} \psi + f_1); \tag{2}$$

$$T_t = f_t F \frac{d_t}{2}, \tag{3}$$

где F — сила затяжки соединения; d_2 — средний диаметр резьбы; ψ — угол подъема на среднем

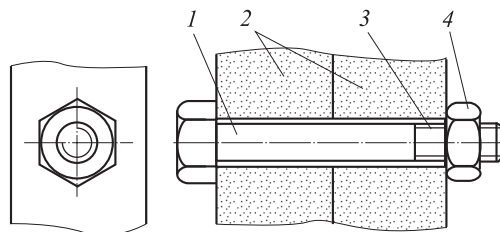


Рис. 1. Болтовое соединение:
1 — болт; 2 — детали; 3 — резьба; 4 — гайка

диаметре резьбы (табл. 1) [2]; f_1 — приведенный коэффициент трения в резьбе; f_t — коэффициент трения на торце гайки; d_t — средний диаметр торца гайки [1].

Приведенная сила трения в резьбе $f_1 F$ из выражения (2) приведена к плоскости вращения гайки, перпендикулярной силе затяжки F [3]. Из этого условия можно найти значение приведенного коэффициента трения f_1 . При завинчивании к гайке приложена окружная сила F_t , сила затяжки F и нормальная сила в резьбе F_n (рис. 2). Зависимость между силами определим из их равновесия:

$$\sum F_x = 0; F_n \cos \frac{\alpha}{2} \sin \psi + f F_n \cos \psi - F_t = 0; \tag{4}$$

$$\sum F_y = 0; F - F_n \cos \frac{\alpha}{2} \cos \psi + f F_n \sin \psi = 0. \tag{5}$$

где $f F_n$ — сила трения в резьбе.

Из уравнения (5) найдем нормальную силу

$$F_n = \frac{F}{\cos \frac{\alpha}{2} \cos \psi - f \sin \psi}. \tag{6}$$

Таблица 1

Параметры резьбы для стандартных болтов при угле профиля $\alpha = 60^\circ$

Диаметр d , мм	Шаг P , мм	Средний диаметр d_2 , мм	Угол подъема ψ , град	$\operatorname{tg} \psi$	Размер под ключ S , мм	Средний диаметр торца гайки d_t , мм
8	1,25	7,188	3,168	0,0554	13	10,9
10	1,50	9,026	3,028	0,0529	16	13,5
12	1,75	10,863	2,935	0,0513	18	15,6
14	2,00	12,701	2,869	0,0501	21	18,2
16	2,00	14,701	2,480	0,0433	24	20,8
18	2,50	16,376	2,782	0,0486	27	23,4
20	2,50	18,376	2,480	0,0433	30	26,0
22	2,50	20,376	2,236	0,0391	34	29,1
24	3,00	22,051	2,480	0,0433	36	31,2
27	3,00	25,051	2,183	0,0381	41	35,4
30	3,50	27,727	2,301	0,0402	46	39,5
36	4,00	33,402	2,182	0,0381	55	47,3

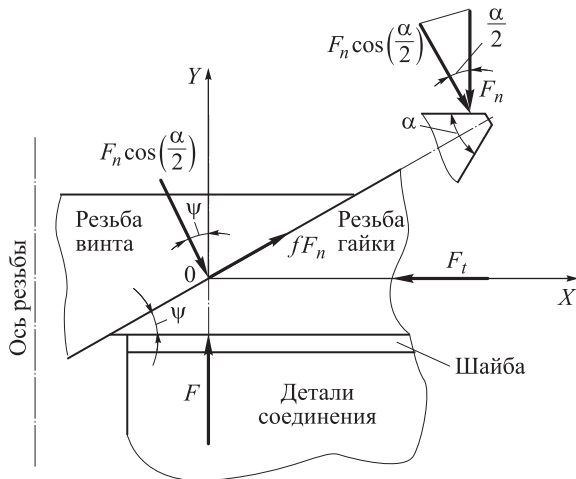


Рис. 2. Схема распределения сил в резьбе

Из уравнения (4) находим окружную силу

$$F_t = F_n \left(\cos \frac{\alpha}{2} \sin \psi + f \cos \psi \right). \quad (7)$$

После подстановки выражения (6) в формулу (7) получим зависимость окружной силы F_t от силы затяжки F :

$$F_t = F \frac{\cos \frac{\alpha}{2} \sin \psi + f \cos \psi}{\cos \frac{\alpha}{2} \cos \psi - f \sin \psi}. \quad (8)$$

Проекция приведенной силы трения $f_1 F$ на виток резьбы равна силе трения в резьбе (рис. 3):

$$f_1 F \cos \psi = f F_n.$$

Отсюда

$$f_1 = \frac{f F_n}{F \cos \psi}. \quad (9)$$

После подстановки выражения (6) в уравнение (9) имеем

$$f_1 = \frac{f}{\cos \psi \left(\cos \frac{\alpha}{2} \cos \psi - f \sin \psi \right)}. \quad (10)$$

Подставив выражение (10) в формулу (8) и преобразовав ее, получим

$$F_t = F (\operatorname{tg} \psi + f_1).$$

Произведение силы F_t на половину среднего диаметра резьбы $0,5 d_2$ (рис. 4) определяет момент сил в резьбе (формула (2)).

При одной и той же силе затяжки момент завинчивания определяется значениями коэф-

фициентов трения в резьбе и на торце гайки (табл. 2) [4, 5].

В качестве примера определим момент завинчивания при затяжке силой 40 кН болта М16 класса прочности 5.8 с крупной резьбой, используя формулы (1)–(3):

$$T_p = 40 \frac{14,701}{2} (\operatorname{tg} 2,48^\circ + 0,4963) = 158,7 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$T_r = 40 \frac{20,8}{2} 0,19 = 79,04 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$T = 158,7 + 79,04 = 237,7 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

В этом примере приняты средние значения коэффициентов трения, приведенные в табл. 2 для болтов без покрытия и смазки: $f = 0,42$ и $f_t = 0,19$. У болтов с фосфатным покрытием без смазки, имеющих средние значения коэффициентов трения $f = 0,19$ и $f_t = 0,11$, момент завинчивания

$$T = T_p + T_r = 77,97 + 45,76 = 123,7 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Болт с фосфатным покрытием и силой затяжки $F = 40$ кН обеспечивает почти двойное уменьшение трудоемкости сборки. Чем ниже

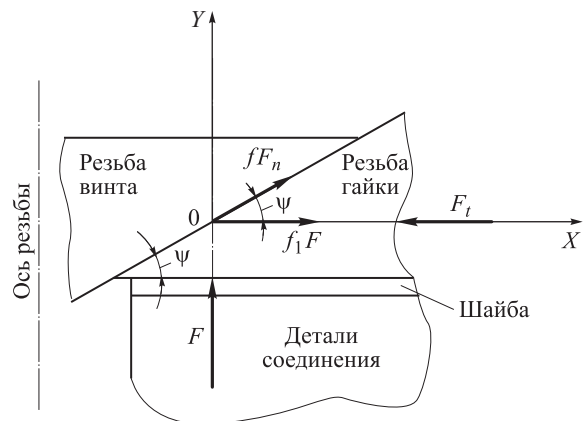


Рис. 3. Схема распределения сил в резьбе с учетом приведенной силы трения

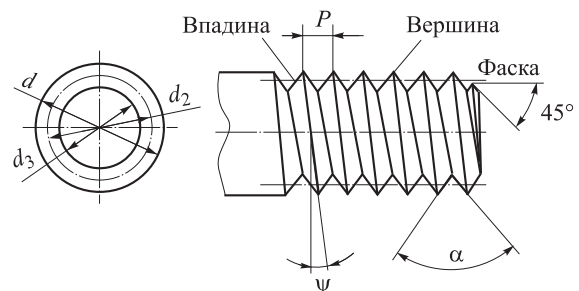
Рис. 4. Параметры резьбы: d и d_3 — наружный и внутренний диаметры; P — шаг

Таблица 2

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 двусернистого 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.

коэффициенты трения, тем меньше момент за- винчивания и время сборки соединения. Не- большая экономия усилий и времени для одно- го соединения приводит к заметному повыше- нию производительности при монтаже множества соединений. Одновременно, боль- шие коэффициенты трения способствуют ста- бильной работе соединения при переменных нагрузках и сохранению силы затяжки в те- чение длительного времени. Расчет болтового со- единения основан на выборе коэффициентов трения в зависимости от требований производ- ства [6].

Анализ данных табл. 2 показывает, что ко- эффициенты трения в резьбе f и на торце гай- ки f_T изменяются в широком диапазоне. Из- вестно [6, 7], что они зависят от множества факторов, таких как материалы деталей, тер- мическая обработка и покрытие, точность па- раметров резьбы и чистота ее поверхности, наличие смазки и ее сорт и др. Определение коэффициентов трения является сложной проблемой, поскольку факторы имеют случай- ные отклонения, затрудняющие точные анали- тические расчеты. В таких случаях проводят экспериментальные исследования [7].

Цель работы — экспериментальное опреде- ление коэффициентов трения на опорном тор- це гайки и в резьбе при затяжке болтового со- единения.

Способ исследования, примененный в рабо- те, основан на том, что коэффициенты трения в резьбе f больше коэффициентов трения на тор- це гайки f_T (см. табл. 2). Это приводит к тому, что моменты сил в резьбе больше моментов трения на торце гайки [8, 9], как было показано выше в примере. При затяжке винтов и шпилек (рис. 5) этот факт не влияет на сборку соедине- ния [10].

Для болтового соединения (см. рис. 1), у ко- торого момент трения под головкой болта по- чти равен моменту трения под гайкой $T_6 \approx T_T$, при $T_p > T_T$ затяжка гайки становится невоз- можной из-за прокручивания головки болта. Если принять равными коэффициенты трения под гайкой и головкой болта, то момент за- винчивания при прокручивании болта имеет вид

$$T_0 = T_6 + T_T = F \frac{d_6}{2} f_T + F \frac{d_T}{2} f_T, \quad (11)$$

где d_6 и d_T — средние диаметры торцов болта и гайки, $d_6 \approx d_T$ (см. табл. 1) [8].

Из выражения (11) получим коэффициент трения на торце гайки (болта)

$$f_T = \frac{2T_0}{F(d_6 + d_T)}.$$

Затем по формуле (3) находим момент трения на торце гайки T_T , по моменту за- винчивания T (формула (1)) — момент сил в резь- бе T_p , по выражению (2) — приведенный коэффициент трения в резьбе f_1 , а по соот- ношению (10) — коэффициент трения в резь- бе f .

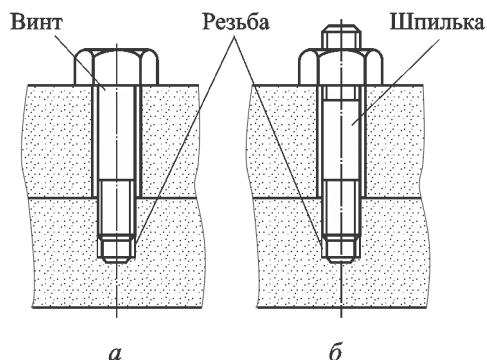


Рис. 5. Соединения винтом (а) и шпилькой (б)

В работе исследована зависимость моментов закручивания T и T_0 от силы затяжки F . Сначала определим момент T при неподвижной головке болта (рис. 6), а затем при той же силе затяжки F , но при снятой стопорной скобе и вращении головки болта — момент T_0 . Для планирования эксперимента и статистического анализа данных использован пакет Statgraphics

Plus [11]. Проведен однофакторный эксперимент с тремя уровнями фактора F (силы затяжки) и пятью репликами (повторными испытаниями при одинаковых силах F). Общее число испытаний равно 15. По этим данным составлен план эксперимента (табл. 3).

После установки болта М16 без покрытия и смазки в отверстие скобы 9 для измерения силы

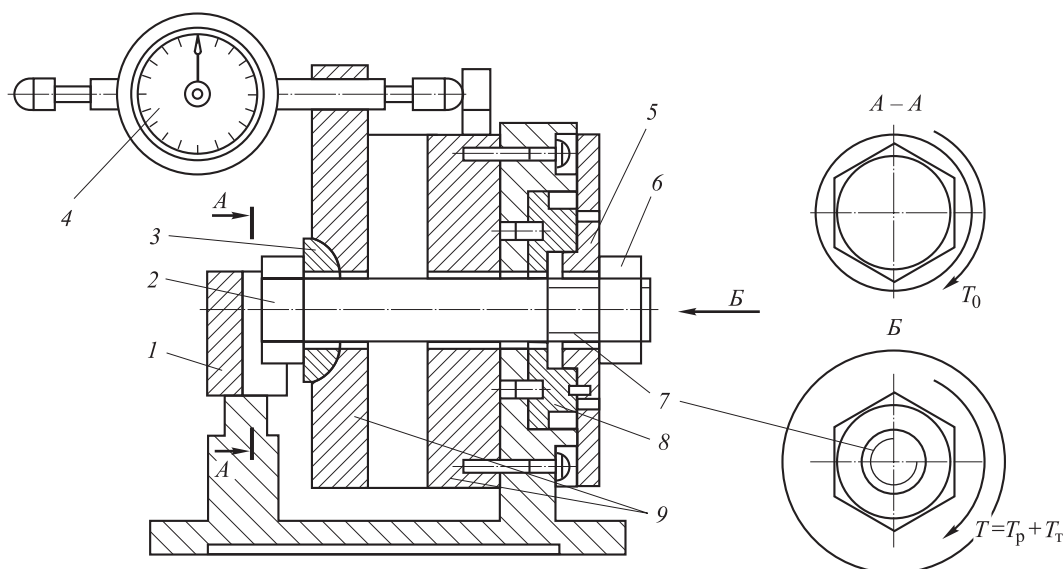


Рис. 6. Стенд для измерения моментов в болтовом соединении:

1 — стопорная скоба; 2 — болт; 3 и 5 — сферическая и опорная шайбы; 4 — индикатор; 6 — гайка; 7 — резьба; 8 — подкладка; 9 — скоба для измерения силы затяжки

Таблица 3

План и результаты однофакторного эксперимента

F	T	T_0	T_r	T_p	f_r	f_i	f	
дел.	кН	Н·м						
5	4,165	21,00	16,80	8,010	12,99	0,1806	0,3809	0,3239
15	12,495	65,10	54,60	26,03	39,07	0,1956	0,3819	0,3248
10	8,330	52,50	51,45	24,53	27,97	0,2765	0,4133	0,3510
15	12,495	78,75	63,00	30,04	48,71	0,2257	0,4869	0,4122
10	8,330	57,75	55,65	26,53	31,22	0,2991	0,4664	0,3952
10	8,330	68,25	55,65	26,53	41,72	0,2991	0,6378	0,5365
5	4,165	17,85	21,00	10,01	7,84	0,2257	0,2126	0,1821
5	4,165	24,15	21,00	10,01	14,14	0,2257	0,4183	0,3552
15	12,495	50,40	57,75	27,53	22,87	0,2069	0,2056	0,1762
5	4,165	24,15	23,10	11,01	13,14	0,2483	0,3856	0,3279
5	4,165	27,30	22,05	10,51	16,79	0,2370	0,5048	0,4270
15	12,495	57,75	68,25	32,54	25,21	0,2445	0,2311	0,1978
10	8,330	57,75	52,50	25,03	32,72	0,2821	0,4909	0,4155
10	8,330	61,95	56,70	27,03	34,92	0,3047	0,5268	0,4452
15	12,495	78,75	88,20	42,05	36,70	0,3160	0,3561	0,3031

затяжки, гайку 6 завинчивали до силы, указанной в табл. 3. Значение силы определяли по числу делений индикатора 4. Моменты завинчивания контролировали по индикатору протарированного динамометрического ключа. С помощью тарировочного коэффициента показания индикатора переводили в Н·м. После затяжки гайки до заданной силы F моментом T стопорную скобу 1 снимали с головки болта 2 и определяли момент T_0 при вращении болта вместе с гайкой. Далее по результатам эксперимента рассчитывали моменты T_T и T_P на торце гайки и в резьбе 7, коэффициенты трения на торце гайки f_T и в резьбе f , а также приведенный коэффициент в резьбе f_1 (см. табл. 3).

Статистический анализ результатов эксперимента выполнен с помощью пакета программ Statgraphics Plus. Сравнение значений статистических характеристик моментов завинчивания T и T_0 (табл. 4) показывает, что между ними нет статистически значимого различия, а это подтверждает достоверность эксперимента. Стандартные коэффициенты асимметрии и эксцесса находятся в интервале $-2...+2$ и указывают на то, что распределение разности моментов соответствует нормальному и не имеет систематических ошибок [12]. Линейная регрессия для момента T имеет вид

$$T = 6,3 + 5,193F. \tag{12}$$

Анализ дисперсий для формулы (12), выполненный с помощью Statgraphics Plus, определяет вероятность ошибки $P < 0,01$. Сле-

довательно, статистическая значимость расчетных данных, полученных по формуле (12), имеет 99%-ный доверительный уровень. Аналогично, линейная регрессия для момента T_0 имеет вид

$$T_0 = 1,61 + 5,471F. \tag{13}$$

Статистическая значимость регрессии (13) также имеет 99%-ный доверительный уровень, поскольку для нее вероятность ошибки $P < 0,01$. Коэффициенты корреляции для регрессий (12) и (13) равны соответственно 0,864 и 0,9057, что указывает на сильную зависимость между моментами и силой затяжки. Еще более строгую связь можно определить с помощью нелинейных регрессий. Например, с помощью формулы наклонной синусоиды (S-curve):

$$T_0 = \exp\left(4,8196 - \frac{7,393}{F}\right).$$

Для этой регрессии коэффициент корреляции равен $-0,9697$, а коэффициент детерминации — $94,04\%$. Для коэффициентов трения на торце и в резьбе определены доверительные интервалы с 95%-ным уровнем для средних значений и стандартных отклонений (табл. 5). Стандартные коэффициенты асимметрии и эксцесса, равные соответственно $0,0497$ и $-0,9554$ для коэффициента f_T и $-0,3721$ и $-0,1279$ для коэффициента трения в резьбе f , находятся в интервале $-2...+2$. Это указывает на нормальное распределение значений коэффициентов трения и подтверждает адекватность результатов эксперимента.

Таблица 4

Результаты статистического анализа для моментов завинчивания T и T_0

Момент завинчивания	Среднее значение	Стандартное отклонение	Минимальное/максимальное значение	Коэффициент	
				асимметрии	эксцесса
T	49,56	21,16	17,85/78,75	-0,4874	-1,0610
T_0	47,18	21,26	16,80/88,20	-0,1020	-0,5773

Таблица 5

Доверительные интервалы с 95%-ным уровнем для коэффициентов f_T и f

Коэффициент трения	Среднее значение	Граница для среднего значения		Стандартное отклонение	Граница для стандартного отклонения	
		левая	правая		левая	правая
f_T	0,2512	0,2275	0,2748	0,0427	0,0312	0,0673
f	0,3449	0,2885	0,4013	0,1018	0,0746	0,1606

Выводы

1. Коэффициенты трения в болтовом соединении определяют трудоемкость и время сборочных операций и являются интегральными показателями множества факторов, имеющих случайные отклонения.

2. Установлено, что средний момент сил в резьбе больше, чем на торце головки болта, а среднее значение коэффициента трения в резьбе выше, чем на торце гайки и под головкой болта.

3. Предложен метод экспериментального определения коэффициентов трения, основанный на прокручивании затянутого болта из-за превышения момента сил в резьбе над моментом трения на торце болта.

4. Выявлено, что средние значения коэффициентов трения в резьбе соответствуют справочным данным, а на торце гайки незначительно превышают их.

5. Показано, что между статистическими характеристиками моментов завинчивания гайки при неподвижном болте и его прокручивании нет значимого различия и их разность распределена по нормальному закону.

6. Анализ результатов эксперимента указывает на достоверность исследования и отсутствие систематических ошибок.

7. Для точного определения коэффициентов трения можно использовать простое оборудование и программу для статистического анализа результатов эксперимента.

Литература

- [1] Иванов М.Н., Финогенов В.А. *Детали машин*. Москва, Высшая школа, 2008. 408 с.
- [2] ГОСТ 24705–2004. *Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба метрическая. Основные размеры*. Москва, Стандартинформ, 2008. 20 с.
- [3] Kulak G.L., Fisher J.W., Struik J.H.A. *Guide to Design Criteria for Bolted and Riveted Joints*. American Institute of Steel Construction, Inc. 2001. 330 p.
- [4] Иосилевич Г.Б., Лебедев П.А., Стреляев В.С. *Прикладная механика*. Москва, Машиностроение, 2013. 576 с.
- [5] 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.
- [6] Mortensen J. *Friction Analysis of Bolts*. Aalborg University Esbjerg, 2013. 83 p.
- [7] ISO/TC 20/SC 4 N 136. *Aerospace–Determination of coefficients of friction of bolts and nuts under specific conditions–Complementary element*, 2011. 16 p.
- [8] Ряховский О.А., ред. *Детали машин*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2014. 465 с.
- [9] Анурьев В.И. *Справочник конструктора-машиностроителя*. В 3 т. Т. 2. Москва, Машиностроение, 2006. 860 с.
- [10] Budynas R., Nisbett K. *Shigley's mechanical engineering design*. McGraw-Hill, 2012. 1045 p.
- [11] Nau R. *Statgraphics Version 5: Overview & Tutorial Guide*. Fuqua School of Business, Duke University, 2005. 23 p.
- [12] Montgomery D.C. *Design and Analysis of Experiments*. John Wiley & Sons, 2008. 680 p.

References

- [1] Ivanov M.N., Finogenov V. A. *Detali mashin* [Machine parts]. Moscow, Vysshiaia shkola publ., 2008. 408 p.
- [2] GOST 24705–2004. *Osnovnye normy vzaimozameniaemosti. Rez'ba metricheskaia. Osnovnye razmery* [State Standard 24705-2004. General-purpose metric screw threads–basic dimensions (MOD)]. Moscow, Standartinform publ., 2008. 20 p.
- [3] Kulak G.L., Fisher J.W., Struik J.H.A. *Guide to Design Criteria for Bolted and Riveted Joints*. American Institute of Steel Construction, Inc. 2001. 330 p.
- [4] Iosilevich G.B., Lebedev P.A., Streliaev V.S. *Prikladnaia mekhanika* [Applied mechanics]. Moscow, Mashinostroenie publ., 2013. 576 p.
- [5] Solov'ev V.L. *Obespechenie nadezhnosti mashin pri ikh remonte v sel'skom khoziaistve putem povysheniia tochnosti i ravnomernosti zatiazhki gruppovykh rez'bovykh soedinenii*. Diss. kand. tekhn. nauk [Ensuring reliability of the machines at their repair in agriculture by im-

- proving the accuracy and uniformity of the tightening group of threaded connections. Cand. tech. sci. diss.]. Omsk, 2014. 132 p.
- [6] Mortensen J. *Friction Analysis of Bolts*. Aalborg University Esbjerg, 2013. 83 p.
- [7] ISO/TC 20/SC 4 N 136. *Aerospace–Determination of coefficients of friction of bolts and nuts under specific conditions–Complementary element*, 2011. 16 p.
- [8] *Detali mashin* [Machine parts]. Ed. Riakhovskii O.A. Moscow, Bauman Press, 2014. 465 p.
- [9] Anur'ev V.I. *Spravochnik konstruktora–mashinostroitelia* [Designer Directory-Machinist]. Vol. 2. Moscow, Mashinostroenie publ., 2006. 860 p.
- [10] Budynas R., Nisbett K. *Shigley's mechanical engineering design*. McGraw-Hill, 2012. 1045 p.
- [11] Nau R. *Statgraphics Version 5: Overview & Tutorial Guide*. Fuqua School of Business, Duke University, 2005. 23 p.
- [12] Montgomery D.C. *Design and Analysis of Experiments*. John Wiley & Sons, 2008. 680 p.

Статья поступила в редакцию 30.06.2016

Информация об авторах

РЯХОВСКИЙ Олег Анатольевич (Москва) — доктор технических наук, профессор кафедры «Основы конструирования машин». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: rolgan@mail.ru).

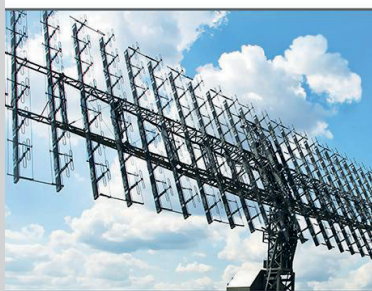
СЫРОМЯТНИКОВ Владимир Сергеевич (Москва) — кандидат технических наук, доцент кафедры «Основы конструирования машин». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: vsyromia@gmail.com).

Information about the authors

RYAKHOVSKIY Oleg Anatolievich (Moscow) — Doctor of Science (Eng.), Professor, Department of Machine Design Principles. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: rolgan@mail.ru).

SYROMYATNIKOV Vladimir Sergeevich (Moscow) — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Department of Machine Design Principles. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: vsyromia@gmail.com).

Радиолокационные системы



ИЗДАТЕЛЬСТВО
МГТУ ИМ. Н.Э. БАУМАНА

В Издательстве МГТУ им. Н.Э. Баумана вышло в свет учебное пособие под редакцией А.И. Николаева «Радиолокационные системы»

Изложены вопросы применения радиолокационных систем (РЛС) различного назначения в реальных условиях их функционирования, учитывающих влияние окружающей среды, подстилающей поверхности, воздействия помех. Рассмотрены задачи, требования и принципы построения РЛС управления воздушным движением, РЛС обнаружения, наведения и целеуказания, а также РЛС ракетно-космической обороны.

Содержание учебного пособия соответствует курсу лекций, который авторы читают в МГТУ им. Н.Э. Баумана.

Для студентов технических вузов, обучающихся по направлению подготовки дипломированных специалистов «Радиотехника». Может быть полезно аспирантам, работникам научно-исследовательских организаций и промышленности, занимающимся вопросами разработки РЛС различного назначения.

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