

УДК 621.813

Перетяжка и недотяжка болтового соединения

В.С. Сыромятников¹, Хуан Маркос Гарсия Мартинес²,
Лаура Ангелика Самора Кинтана², Мигель Герсаун 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, Революции ул., 1400.

Overtightened and undertightened bolt joints

V.S. Syromyatnikov¹, Juan Markos Garsiya Martines²,
Laura Angelica Samora Kintana², Migel' Gersaun Ortega Rosales²

¹ Bauman Moscow State Technical University, building 1, 2-nd Baumanskaya str., 5, 105005, Moscow, Russian Federation.

² Universidad de Guadalajara, CP 44430, Guadalajara, Jal., México, Av. Revolución, 1400.



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



Ошибки при завинчивании болтовых соединений носят случайный характер и зависят от точности затяжки. Отклонения от расчетной затяжки могут приводить как к перетяжке, так и недотяжке соединения. Напряжение в сечении болта при перетяжке вызывает разрушение болта. Недотяжка приводит к сдвигу деталей, раскрытию стыков, протечкам в гидросистемах и другим нарушениям. Для снижения напряжения используют коэффициент запаса, который назначается на основе общих рекомендаций, без учета уровня точности затяжки вследствие чего он имеет завышенное значение, приводящее к увеличению размеров и массы соединения. Недотяжка вызывает более 90 % нарушений. Показано, что основной причиной перетяжки или недотяжки является ошибка при монтаже. Отмечено, что недотяжка и перетяжка имеют равную вероятность. Для определения оптимальных размеров соединения разработан метод расчета номинального усилия затяжки, коэффициентов запаса от перетяжки и недотяжки в зависимости от ошибки затяжки. Благодаря этому снижается вероятность как перетяжки соединения, так и недотяжки, уменьшаются размеры деталей, их масса и стоимость при сохранении прочности соединения.

Ключевые слова: болтовое соединение, точность затяжки, ошибка затяжки, вероятность, коэффициент запаса, перетяжка, недотяжка.



Errors appearing when screwing bolts are random in nature and depend on the torque accuracy. The torque deviation from the design value can lead to both overtightening and undertightening. Undertightening causes more than 90 percent of damages, such as misalignment of parts, disconnection of joints, leaks in hydraulic systems, etc. Tension in an overtightened bolt can cause its break. To reduce the tension, a safety factor is assigned on the basis of general recommendations. Since the torque accuracy is not taken into account in this case, the safety factor is overvalued, which increases the size and weight of the joint. It is shown that overtightening and undertightening are caused mainly by inaccurate assembling and have equal probabilities. To determine the optimal size of a joint, a method for calculating the design tightening torque and safety factors depending on the torque accuracy has been developed. This approach makes it possible to reduce the probability of both overtightening and undertightening and decrease the size, weight, and cost of the part without deteriorating the joint efficiency.

Keywords: bolt joint, correct tightening, tightening error, probability, safety factor, overtightening, undertightening.

Соединения частей машин с помощью резьбовых деталей (болтов и гаек) широко используются в различных технических устройствах. Высокие требования к характеристикам современных машин стимулируют развитие точных методов расчета и сборки резьбовых соединений. Надежность машин, их безопасность, размеры и масса, стоимость и другие показатели во многом определяются деталями с резьбой. В различных машинах число резьбовых соединений может изменяться от нескольких десятков до нескольких миллионов, как например, в гигантском «Боинге-747», который содержит почти 2,5 млн резьбовых деталей [1]. Проблема точности затяжки резьбовых соединений обусловлена весом и стоимостью машины. Стандартные крепежные резьбовые детали представлены на рис. 1. При работе машин под действием внешних сил детали могут отрываться одна от другой или сдвигаться в стороны. Резьбовое соединение удерживает детали с помощью силы затяжки, которая образуется при завинчивании винта или гайки. При этом болт растягивается, а детали прижимаются одна к другой. Сила затяжки рассчитывается так, чтобы соединение деталей было плотным и выдерживало внешнюю нагрузку, а болт не разрушался. Отклонения от расчетной затяжки могут приводить как к перетяжке, так и недотяжке соединения. Напряжение в сечении болта при чрезмерной перетяжке приводит к разрушению болта, а недотяжка соединения — к

сдвигу деталей, раскрытию стыков, протечкам в гидросистемах и другим нарушениям. Для снижения опасного напряжения используют коэффициент запаса от перетяжки (коэффициент перетяжки). Значение коэффициента перетяжки обычно не связано с ошибкой при затяжке и может изменяться в широких пределах. С повышением значения коэффициента перетяжки увеличивается диаметр болта, размеры и масса деталей соединения, их цена и стоимость сборки. Для уменьшения недотяжки рекомендуется повышать точность сборки соединения, но это не решает проблему.

Цель работы — разработка метода расчета номинального усилия затяжки, коэффициентов запаса от перетяжки и недотяжки в зависимости от ошибки при затяжке болтового соединения. Благодаря этому можно снизить вероятность перетяжки и недотяжки, уменьшить размеры деталей, их массу и стоимость, при сохранении прочности.

Влияние точности затяжки на массу и стоимость соединения. Для определения размеров крепежных деталей используют условие прочности болта, например [2],

$$\sigma = F_p / A_s \leq [\sigma]_p, \tag{1}$$

где σ — расчетное напряжение; F_p — расчетное усилие, $F_p = 1,3F$; F — необходимая сила затяжки соединения; A_s — расчетная площадь сечения болта, $A_s = \pi/4(d - 0,9382P)^2$ (табл. 1)

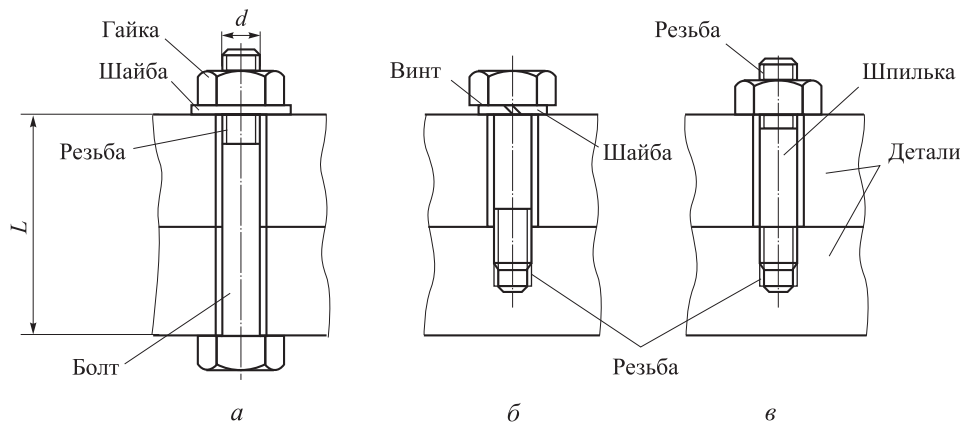


Рис. 1. Стандартные крепежные резьбовые детали:
а — болт; б — винт; в — шпилька

Таблица 1

Параметры стандартных болтов с крупной резьбой

Параметр	Обозначение стандартной резьбы									
	M8	M10	M12	M16	M20	M24	M30	M36	M42	M48
Диаметр болта d , мм	8	10	12	16	20	24	30	36	42	48
Шаг резьбы P , мм	1,25	1,5	1,75	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0
Площадь сечения A_s , мм ²	36,6	58,0	84,3	157	245	353	561	817	1 120	1 472

Таблица 2

**Коэффициенты перетяжки
при неконтролируемой затяжке**

Материал болта (винта, шпильки)	Диаметр болта d , мм		
	Свыше 6 до 16	Свыше 16 до 30	Свыше 30 до 48
Сталь углеродистая	5–4	4–2,5	2,5
Сталь легированная	6,5–5	5–3,3	3,3

[3]; d — диаметр болта; P — шаг резьбы; $[\sigma]_p$ — допускаемое напряжение растяжения, $[\sigma]_p = \sigma_T/S_0$; σ_T — предел текучести материала болта; S_0 — коэффициент запаса от перетяжки, или коэффициент перетяжки, который учитывает возможную перетяжку соединения из-за ошибки при затяжке. Его назначают в зависимости от способа сборки соединения [2, 4].

При контролируемой затяжке коэффициент перетяжки S_0 должен составлять 1,2...1,5, а при неконтролируемой — в несколько раз больше (табл. 2) [4]. Под неконтролируемой затяжкой понимают затяжку ручную. Считается, что ошибка может изменяться в широких пределах. Например, перетяжка болта при контролируемой затяжке в 1,2 раза ($S_0 = 1,2$), соответствует ошибке $E = \pm 9,1\%$, а перетяжка при неконтролируемой затяжке в 4 раза (коэффициент $S_0 = 4,0$ (см. табл. 2) возможна при ошибке $E = \pm 60\%$. В технической литературе приводятся данные об относительной точности способов затяжки (табл. 3) [5]. Отметим, что приведенные выше предельные ошибки $E = \pm 9,1\%$ и $E = \pm 60\%$ не подходят ни для одного из способов затяжки, представленных в табл. 3. Очевидно, что значение коэффициента перетяж-

ки S_0 определяется способом контроля затяжки, его максимальной ошибкой. Преобразуем выражение (1) относительно площади A_s :

$$A_s \geq \frac{F_p}{[\sigma]_p} = \frac{S_0 F_p}{\sigma_T}. \quad (2)$$

Из формулы (2) следует, что площадь сечения болта (винта, шпильки) зависит от усилия F_p , предела текучести материала болта σ_T и от коэффициента S_0 . Чем больше значение коэффициента запаса S_0 при заданных F_p и σ_T , тем больше площадь сечения болта и масса деталей соединения — болта, гайки и шайбы (табл. 4–6) [6–8]. Например, при контролируемой затяжке $S_0 = 1,2$, $F_p = 20\,000$ Н, $\sigma_T = 400$ МПа (класс прочности болта 5,8) [3]

$$A_s \geq \frac{S_0 F_p}{\sigma_T} = \frac{1,2 \cdot 20\,000}{400} \geq 60 \text{ мм}^2.$$

Этой площади соответствует болт М12 с $A_s = 84,3 \text{ мм}^2$ (см. табл. 1). При затяжке ручную (неконтролируемой затяжке) коэффициент $S_0 = 4,0$ (см. табл. 2). В этом случае площадь $A_s = 200 \text{ мм}^2$, по ней выбирают болт М20 с $A_s = 245 \text{ мм}^2$. Суммарная масса 1 000 болтов М12 длиной $L = 50$ мм вместе с гайками и шайбами составляет 80,41 кг, а масса болтов М20 с такими же деталями — 278,7 кг, что в 3,466 раза больше. Это очень близко к отношению коэффициентов S_0 : $4/1,2 = 3,333$. Стоимость 1 000 болтов М12 в сборе с гайками и шайбами составляет примерно 11 000 руб. [9], а болтов М20 — примерно 44 600 руб. В работе [10] отмечается, что общая стоимость монтажа резьбовых соединений может превышать стоимость деталей в

Таблица 3

Точность затяжки соединений и относительная стоимость

Показатель	Способ контроля затяжки соединения					
	Вручную	Динамометрическим ключом	По углу поворота гайки (винта)	Мерной шайбой	По удлинению винта	Тензометрией
Ошибка $\pm E$, %	35	25	15	10	5	1
Относительная стоимость	1	1,5	3	7	15	20

Таблица 4

Масса 1 000 болтов, кг

Длина болта L , мм	Обозначение стандартной резьбы									
	M8	M10	M12	M16	M20	M24	M30	M36	M42	M48
20	13,020	22,37	32,76	68,49	—	—	—	—	—	—
30	17,120	28,52	40,96	83,24	144,8	—	—	—	—	—
40	21,070	34,36	49,78	97,99	167,8	263,5	474,8	—	—	—
50	25,020	40,53	58,67	113,60	190,9	296,7	526,9	834,5	—	—
60	28,970	46,70	67,55	129,40	216,0	329,9	579,0	909,8	1356	—
70	32,910	52,87	76,44	145,20	240,7	366,5	631,1	985,0	1458	2076

Таблица 5

Масса гаек с крупным шагом резьбы (исполнение 1)

Номинальный диаметр, мм	Масса 1 000 шт., кг	Номинальный диаметр, мм	Масса 1 000 шт., кг
8	5,548	24	122,870
10	10,220	30	242,540
12	15,670	36	416,780
16	37,610	42	623,880
20	71,440	48	956,200

5–10 раз. Нетрудно оценить значение коэффициента перетяжки S_o при расчете резьбовых соединений, например, для современного автомобиля, в котором их более 3 500 шт. [10]. Широкое применение ручной затяжки обусловлено экономичностью и доступностью. Повышение точности всегда связано с увеличением стоимости, например, в 7 раз при контроле с помощью мерной шайбы. Кроме того, при этом резко возрастают требования к технологии сборки соединения.

Ошибка e при затяжке соединения имеет случайный характер и может изменяться в пределах $-E \leq e \leq E$ (см. табл. 3). Предельная ошибка E зависит от способа затяжки. Например, при затяжке вручную $E = 35\%$, а при контроле по углу поворота гайки $E = 15\%$ и т. д.

Действительная сила затяжки F_a зависит от величины ошибки

$$F_a = F_0 \pm eF_0 = F_0(1 \pm e) \quad (3)$$

и не должна быть меньше необходимой силы F из формулы (1), но не больше максимальной силы $S_o F$:

$$F \leq F_0(1 \pm e) \leq S_o F, \quad (4)$$

где F_0 — номинальное или среднее усилие затяжки при средней ошибке $e_0 = 0$ (см. рис. 2).

Допустимая минимальная сила затяжки $F_{a \min}$ определяется из выражения (4). При ошибке $e = -E$

$$F_{a \min} = F_0(1 - E) = F. \quad (5)$$

Таблица 6

Масса шайб класса точности C (исполнение 1)

Номинальный диаметр, мм	Масса 1 000 шт., кг	Номинальный диаметр, мм	Масса 1 000 шт., кг
8	1,725	24	31,058
10	3,438	30	50,456
12	6,066	36	87,35
16	10,976	42	175,088
20	16,361	48	283,956

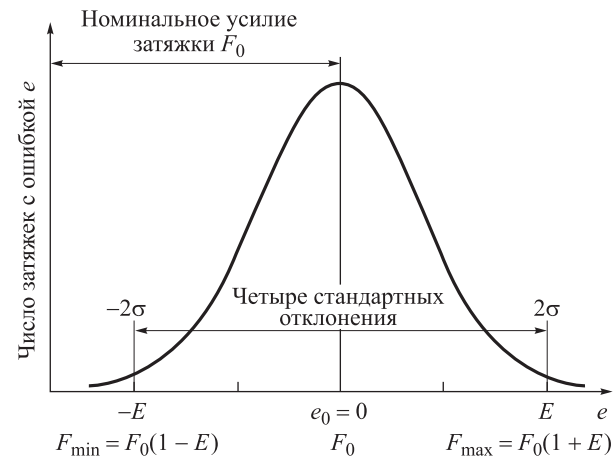


Рис. 2. Распределение плотности вероятности ошибок при затяжке резьбового соединения

Отсюда номинальное усилие затяжки (рис. 2)

$$F_0 = \frac{F_{a \min}}{(1 - E)} = S_u F. \quad (6)$$

Здесь S_u — коэффициент запаса от недотяжки, (коэффициент недотяжки), $S_u = 1/(1 - E)$ (табл. 7). Максимальная действительная затяжка $F_{a \max} = S_o F$ получится при максимальной положительной ошибке $e = +E$:

$$F_{a \max} = F_0(1 + E) = S_o F. \quad (7)$$

Подставив формулу (6) в (7) и выполнив преобразование относительно коэффициента перетяжки S_o , получим

$$S_o = (1 + E)/(1 - E). \quad (8)$$

Таблица 7

Коэффициенты запаса от недотяжки S_u и перетяжки S_o

Коэффициент запаса	Способ контроля затяжки соединения					
	Вручную	Динамометрическим ключом	По углу поворота гайки	Мерной шайбой	По удлинению винта	Тензометрией
	Ошибка $\pm E$, %					
	35	25	15	10	5	1
От недотяжки S_u	1,538	1,333	1,176	1,111	1,053	1,010
От перетяжки S_o	2,077	1,667	1,353	1,222	1,106	1,020

Из выражения (8) можно найти коэффициент S_o в зависимости от точности затяжки соединения (см. табл. 7). Предположим, что предельная ошибка $E = 0,35$. В этом случае

$$S_o = \frac{1+0,35}{1-0,35} = 2,077. \quad (9)$$

Преобразуем уравнение (8) относительно ошибки E :

$$E = \frac{S_o - 1}{S_o + 1}. \quad (10)$$

По формуле (10) можно определить предельную ошибку в зависимости от заданного коэффициента перетяжки S_o . Например, при контролируемой затяжке принимают $S_o = 1,2$, а при неконтролируемой — $S_o = 4,0$. Необходимая точность затяжки по уравнению (10):

$$E(S_o = 1,2) = \frac{1,2-1}{1,2+1} = 0,0909 = 9,1\%;$$

$$E(S_o = 4,0) = \frac{4,0-1}{4,0+1} = 0,60 = 60\%. \quad (11)$$

Когда заданы обе границы $F_{a \max}$ и $F_{a \min}$ точность затяжки соединения рассчитывается по формуле

$$E = \frac{F_{a \max} - F_{a \min}}{F_{a \max} + F_{a \min}}. \quad (12)$$

По ошибке E назначается способ затяжки из табл. 3 так, чтобы $E \geq E_{\text{табл}}$. Например, $F_{a \max} = 2,0F$, $F_{a \min} = 1,4F$. По формуле (12) определяется предельная ошибка

$$E = \frac{2,0F - 1,4F}{2,0F + 1,4F} = 0,1765 = 17,65\%.$$

Для такой ошибки подходит способ контроля из табл. 3 по углу поворота гайки. При этом $E = 17,65\% > E_{\text{табл}} = 15\%$. По формуле (6) рассчитывается номинальная сила затяжки

$$F_0 = \frac{1,4F}{1-E} = \frac{1,4F}{1-0,1765} = 1,7F.$$

Определение вероятности перетяжки и недотяжки соединения. При нормальном распределении ошибки e плотность вероятности определяется двумя параметрами: средним значением ошибки e_0 и стандартным отклонением σ . В нашем случае $e_0 = 0$. Стандартное отклонение зависит от пределов изменения ошибки: $-E \leq e \leq E$. Если принять доверительную вероятность для интервала $\pm E = 95,45\%$, т. е.

$$P(-E \leq e \leq E) = 0,9545, \quad (13)$$

то диапазон изменения ошибки в стандартных отклонениях составит 4σ [11] (см. рис. 2):

$$-2\sigma \leq e \leq 2\sigma. \quad (14)$$

Из выражений (13) и (14) определяется значение стандартного отклонения

$$\sigma = E/2. \quad (15)$$

По известным параметрам распределения $e_0 = 0$ и $\sigma = 0,5E$, можно найти вероятность предельной ошибки $\pm E$ для всех способов контроля затяжки (см. табл. 7):

$$P(E \leq e) = P(2\sigma \leq e) = 0,02275 = 2,275\%. \quad (16)$$

Вероятность перетяжки соединения в 2,077 раза при затяжке вручную (см. табл. 7) составляет 2,275%. При затяжке динамометрическим ключом или другими способами вероятность перетяжки в 1,667 раза, в 1,353 и т. д. также не превосходит 2,275%.

Оценим значимость рекомендуемых в табл. 2 коэффициентов запаса от перетяжки, [2, 4]. По формуле (10) можно определить значение ошибки в зависимости от заданного коэффициента S_o как в (11) и затем найти ее вероятность при затяжке вручную с предельной ошибкой $\pm 35\%$ (см. табл. 7). Например, перетяжка в 4,0 раза ($S_o = 4$) возможна при ошибке $E = 60,0\%$ (табл. 8). Для нормального распределения с средним $e_0 = 0$ и стандартным отклонением $\sigma = 0,5E = 0,5 \cdot 0,35 = 0,175$ вероятность ошибки $e \geq 0,60$ может быть определена с помощью таблицы функции стандартного нормального распределения, пакета EXCEL или подобной программы. В данном случае, $P(e \geq 0,60) = 0,000303$. В табл. 8 в возрастающем порядке представлены коэффициенты запаса от перетяжки S_o из табл. 2, ошибки и вероятности перетяжки. При неконтролируемой затяжке вероятность перетяжки резьбового соединения в 2,5 раза ($S_o = 2,5$) составит всего 0,716%, а в 3,3 раза и более — сотые и тысячные доли процента. Практически вероятность перетяжки свыше 2,5 крайне незначительна или приближается к 0. С другой стороны, анализ работоспособности резьбовых соединений показывает, что 90% нарушений происходит вследствие недотяжки соединений [12, 13]. В учебной и технической литературе [1, 2, 12, 13] номинальное усилие затяжки F_0 не зависит от точности затяжки (см. табл. 7) и принимается равным силе затяжки F из формулы (1), т. е. $F_0 = S_u F = F$. В этом случае коэффициент недотяжки $S_u = 1$ по умолчанию. При затяжке с ошибкой E минимальное усилие составит (5)

Таблица 8

Вероятность перетяжки соединения при затяжке вручную

Показатель затяжки	Коэффициент перетяжки S_o					
	1,5	2,5	3,3	4,0	5,0	6,5
Ошибка e , %	20,0	42,86	53,49	60,0	66,67	73,33
Вероятность, %	12,65	0,716	0,112	0,03	0,007	0,0014

Таблица 9

Вероятность недотяжки соединения при затяжке вручную

Показатель затяжки	Ошибка e , %					
	35	30	25	20	15	10
Недотяжка	0,35F	0,30F	0,25F	0,20F	0,15F	0,10F
Вероятность, %	2,275	4,32	7,66	12,65	19,57	28,39

$$F_{a \min} = F_0 (1 - E) = F (1 - E). \quad (17)$$

При затяжке вручную $F_{a \min} = F (1 - E) = F (1 - 0,35) = 0,65 F$, т. е. недотяжка составляет 0,35F с вероятностью 2,275%. Возможные ошибки e при затяжке вручную ($E = 35\%$), недотяжки и их вероятности для $S_u = 1$ приведены в табл. 9.

Выводы

1. При неконтролируемой (ручной) затяжке, коэффициент перетяжки может быть принят

$S_o = 2,0$ (см. табл. 7), независимо от материала и диаметра болта.

2. Чтобы избежать недотяжки соединения при отрицательной ошибке рекомендуется рассчитывать номинальное усилие затяжки F_0 с помощью коэффициента запаса от недотяжки S_u (см. табл. 7). В противном случае вероятность недотяжки соединения возрастает.

3. Рекомендуемые коэффициенты запаса от перетяжки и недотяжки с вероятностью 95% обеспечивают прочность, надежность и экономичность болтового соединения.

Литература

- [1] Richard G.B., Nisbett J.K. *Shigley's mechanical engineering design*. McGraw – Hill, 2008. 1059 p.
- [2] Иванов М.Н., Финогенов В.А. *Детали машин*. Москва, Высшая школа, 2008. 408 с.
- [3] ГОСТ Р ИСО 898-1–2011. *Механические свойства крепежных изделий из углеродистых и легированных сталей*. Москва, Стандартинформ, 2013. 49 с.
- [4] Варламова Л.П., Тибанов В.П. *Методические указания к выполнению домашнего задания по разделу «Соединения» курса «Основы конструирования деталей и узлов машин»*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2008. 88 с.
- [5] *Bolt tensioning*. URL: www.warburtons.com.au/resources/Bolt-Tensioning.pdf (дата обращения 05 мая 2014).
- [6] ГОСТ 7798–2008. Болты с шестигранной головкой и шестигранные гайки диаметром до 48 мм. Москва, Стандартинформ, 2010. 13 с.
- [7] ГОСТ 5915–2008. Гайки шестигранные класса точности В. Конструкция и размеры. Москва, Стандартинформ, 2010. 12 с.
- [8] ГОСТ 11371–78. Шайбы. Технические условия. Москва, Стандартинформ, 2000. 6 с.
- [9] ООО «БК – АРМАТУРА». URL: <http://www.bkarm.ru/krepedj.html>. (дата обращения 05 мая 2014).
- [10] Грейвс Ф.Е. Болты и гайки. *В Мире Науки*, 1984, № 8, с. 79–86.
- [11] Douglas C. Montgomery. *Design and Analysis of Experiments*. John Wiley & Sons, 2012. 752 p.
- [12] Arghavani J., Derenne M., Marchand L. Sealing performance of washered bolted flanged joints: A fuzzy decision support system approach. *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 2001, vol. 17, no. 1, pp. 2–10.
- [13] Fernando S. An engineering insight to the fundamental behavior of tensile bolted joints. *Journal Steel construction*, 2001, vol. 35, no. 3, pp. 76–88.

References

- [1] Richard Gordon Budynas, J. Keith Nisbett, Joseph Edward Shigley *Shigley's mechanical engineering design*. McGraw-Hill publ., 2008. 1059 p.
- [2] Ivanov M.N., Finogenov V.A. *Detali mashin* [Machine parts]. Moscow, Vysshaya shkola publ., 2008. 408 p.
- [3] GOST R ISO 898-1-2011. *Mekhanicheskie svoystva krepzhykh izdelii iz uglerodistykh i legirovannykh staley*. [State Standard 898-1—2011 Mechanical properties of fasteners made of carbon steel and alloy steel]. Moscow, Standartinform publ., 2013. 49 p.
- [4] Varlamova L.P., Tibanov V.P. *Metodicheskie ukazaniia k vypolneniiu domashnego zadaniia po razdelu «Soedineniia» kursa «Osnovy konstruirovaniia detalei i uzlov mashin»* [Methodological guidelines for homework in the section «Connections» course design principles «Parts machines and units»]. Moscow, Bauman Press, 2008. 88 p.
- [5] *Bolt tensioning*. Available at: <http://www.warburtons.com.au/resources/Bolt-Tensioning.pdf> (accessed 5 May 2014).
- [6] GOST 7798-2008. *Bolty s shestigrannoii golovkoi i shestigrannye gaiki diametrom do 48 mm* [State Standard 7798-2008. Hex bolts and hex nuts with diameter up to 48 mm]. Moscow, Standartinform publ., 2010. 13 p.
- [7] GOST 5915-2008. *Gaiki shestigrannye klassa tochnosti V. Konstruktsiia i razmery* [State Standard 5915-2008. Hexagon nuts grade B. Construction and dimensions] Moscow, Standartinform publ., 2010. 12 p.
- [8] GOST 11371-78. *Shaiby. Tekhnicheskie usloviia* [State Standard 11371-78. Washers. Specifications]. Moscow, Standartinform publ., 2000. 6 p.
- [9] ООО «БК – АРМАТУРА» [ООО «БК – FRAME»]. Available at: <http://www.bkarm.ru/krepedj.html> (accessed 5 May 2014).
- [10] Greivs F.E. Bolty i gaiki [Bolts and nuts]. *V Mire Nauki* [In the world of science]. 1984, no. 8, pp. 79–86.
- [11] Douglas C. Montgomery. *Design and Analysis of Experiments*. John Wiley & Sons, 2012. 752 p.
- [12] Arghavani J., Derenne M., Marchand L. Sealing performance of washered bolted flanged joints: A fuzzy decision support system approach. *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 2001, vol. 17, no. 1, pp. 2–10.
- [13] Fernando S. An Engineering Insight to the Fundamental Behaviour of Tensile Bolted Joints. *Journal of the Australian Institute of Steel Construction*, 2001, vol. 35, no. 1, pp. 76–88.

Статья поступила в редакцию 26.05.2014

Информация об авторах

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).

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

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

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

Information about the authors

SYROMYATNIKOV Vladimir Sergeevich (Moscow) — Cand. Sc. (Eng.), Associate Professor of «Fundamentals of Machine Design» Department. Bauman Moscow State Technical University (BMSTU, building 1, 2-nd Baumanskaya str., 5, 105005, Moscow, Russian Federation, e-mail: vsyromia@gmail.com).

Juan Markos Garsiya Martines (Mexico) — Ph.D., Professor of «Electromechanical Engineering» Department. University of Guadalajara (Av Enrique Díaz de León Sur, 1400, 44430, Americana, Guadalajara, Jalisco, Mexico, e-mail: marcos.garcia@ymail.com).

Laura Angelica Samora Kintana (Mexico) — M.Sc., Associate Professor of «Electromechanical Engineering» Department. University of Guadalajara (Av Enrique Díaz de León Sur, 1400, 44430, Americana, Guadalajara, Jalisco, Mexico, e-mail: tontin_2@yahoo.com.mx).

Migel' Gersaun Ortega Rosales (Mexico) — M.Sc., Associate Professor of «Electromechanical Engineering» Department. University of Guadalajara (Av Enrique Díaz de León Sur, 1400, 44430, Americana, Guadalajara, Jalisco, Mexico, e-mail: mgortega01@yahoo.com.mx).