

DOI: 10.18721/JEST.230220

УДК 625.143.4:621.882.3–592.356

*В.Г. Артюх¹, А.А. Никитченко², Н.В. Подгорная³,
И.Н. Чигарева⁴, Н.В. Чернышева⁵*

1, 3, 4, 5 — Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, Санкт-Петербург, Российская Федерация
2 — Тихвинский вагоностроительный завод, г. Тихвин, Российская Федерация

АНАЛИЗ РАБОТОСПОСОБНОСТИ САМОЗАТЯГИВАЮЩИХСЯ ГАЕК УЗЛОВ КРЕПЛЕНИЯ РЕЛЬСОВЫХ СТЫКОВ

В статье дается оценка функциональным качествам самоподкручивающихся гаек, разработанных в ООО ТД «Агропромимпекс — 2000». Цель статьи — изучение влияния конструктивных параметров гайки на ее функциональные свойства. Основным функциональным свойством данной гайки является самоторможение при отсутствии осевых сил. Это свойство обеспечивается тем, что гайка совместно с болтом представляет собой предварительно напряженную пару, в которой постоянно действующее предварительное нагружение создается гарантированным натягом. Второе функциональное свойство гайки — ее способность к самозатягиванию под нагрузкой в случае, если эта нагрузка уменьшается. Выявлены условия самоподкручивания — силовые и деформационные; сделаны предложения по улучшению качества самоподкручивания, а также прочности соединения (болтов и самоподкручивающихся гаек). Исследованная самозатягивающаяся гайка признана перспективной как для магистральных, так и для промышленных рельсовых путей. Определены направления дальнейших исследований самозатягивающейся гайки. Совершенствование гайки должно идти по пути уменьшения ее веса, увеличения прочности и долговечности. ГАЙКА; РЕЛЬСОВЫЙ СТЫК; РЕЗЬБОВОЕ СОЕДИНЕНИЕ; САМОПОДКРУЧИВАНИЕ; ПРЕДВАРИТЕЛЬНАЯ ЗАТЯЖКА; ДЕФОРМАЦИЯ.

Ссылка при цитировании:

В.Г. Артюх, А.А. Никитченко, Н.В. Подгорная, И.Н. Чигарева, Н.В. Чернышева. Анализ работоспособности самозатягивающихся гаек узлов крепления рельсовых стыков // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2017. Т. 23. № 2. С. 223–233. DOI: 10.18721/JEST.230220

*V.G. Artiukh¹, A.A. Nikitchenko², N.V. Podgornaya³,
I.N. Chigareva⁴, N.V. Chernysheva⁵*

1, 3, 4, 5 — Peter the Great St. Petersburg polytechnic university, Saint-Peterburg, Russian Federation
2 — Tikhvin railway car building plant, Tikhvin, Russian Federation

ANALYSIS OF THE WORKING EFFICIENCY OF SELF-LEAKING GAUK NODES OF FASTENING THE RAIL JOBS

The paper presents an assessment of the functional qualities of self-tightening nuts developed in «Agro-promimpeks-2000» Trade House Ltd. The goal of the article is in studying the influence of the design parameters of a nut on its functional properties. The main functional property of this nut is self-retardation in the absence of axial forces. This property is provided because the nut together with the screw bolt represents a previously strained couple in which permanent preliminary loading is provided with guaranteed tightness. The second functional property of the nut is its ability to self-tighten under loading in case this loading decreases. The self-tightening conditions are revealed, which are force and deformation; suggestions for improving the quality of self-tightening, and also connection durability are given (for bolts and self-tightening nuts). The studied self-tightening nut is recognized as promising both for mainline and industrial tracks. We have identified the future directions of studying the self-tightening nuts. The nut could be improved by reducing its weight and increasing its strength and durability.

NUT; RAIL JOINT; THREADED CONNECTION; SELF-SCREWING; PRE-TIGHTENING; DEFORMATION.

Citation:

V.G. Artiukh, A.A. Nikitchenko, N.V. Podgornaya, I.N. Chigareva, N.V. Chernysheva, Analysis of the working efficiency of self-leaking gauk nodes of fastening the rail jobs, St. Petersburg polytechnic university journal of engineering sciences and technology, 23 (02) (2017) 223–233, DOI: 10.18721/JEST.230220

Введение

Путевое хозяйство как промышленных предприятий, так и магистральных железных дорог предъявляет повышенные требования к надежности работы его элементов. Одним из самых ответственных узлов пути является узел рельсовых стыков [1–5]. Этот узел подвержен динамическим нагрузкам, связанным с геометрическими несовершенствами пути и несовершенствами амортизации. Результат такого воздействия — повышенная выработка деталей рельсовых стыков: износ накладок, гаек, болтов, появление зазоров в соединениях [6–9].

Появление зазоров может быть связано как с износом деталей и вибрациями (приводящими к откручиванию гаек), так и с перегрузками узла, когда в болтах появляются текучесть и остаточные деформации. Узлы крепления, в которых появились зазоры, становятся источником дополнительных динамических нагрузок, поэтому зазоры желательно устранять [10]. В этом направлении есть два основных пути:

а) установка энергоемких упругих элементов, обеспечивающих только упругие деформации соединения¹ [11, 12];

б) разработка и внедрение самотормозящихся и самоподкручивающихся гаек, обеспечивающих отсутствие зазоров в соединениях при соответствующем выборе параметров резьбового соединения [14, 15].

Последнее решение может оказаться универсальным и экономически более выгодным, чем установка энергоемких элементов.

Настоящая работа должна дать оценку функциональным качествам самоподкручивающихся гаек, предоставленных ООО ТД «Агропромимпекс — 2000»^{2,3}. Исследования выполнялись

¹ Патент на полезную модель 88684 РФ, МПК Е 01 В 11/54. Стыковая накладка / Говоров В.В. (РФ) // № 2009128086/22. Заявл. 20.07.2009. Оpubл. 20.11.2009.

² Патент 40711 А (Україна), МКВ F 16 В 37/08. Гайка / Котиков Г.І., Бичин С.В., Коршунова З.З., Тер-Нерсесьянц А.Е., Бойко О.С. (Україна) // № 2001063956. Заявлено 11.06.2001. Оpubл. 15.08.2001. Бюл. № 7. 3 с.

³ Патент 2199035 РФ, МПК 7F 16B 37/12 А, 7B 21F 35/00 В, 7B 21F 3/04 В, 7B 21H 3/08 В, 7B 21D 11/06 В. Пружинная гайка и способ изготовления

в лаборатории «Сопротивление материалов» ФГАОУ ВО «СПбПУ».

Расчеты должны выявить условия самоподкручивания — силовые и деформационные, дать предложения по улучшению (если это необходимо) качества самоподкручивания, а также прочности соединения (болтов и самоподкручивающихся гаек).

Цель работы — изучение влияния конструктивных параметров гайки на ее функциональные свойства. Основное функциональное свойство данной гайки (рис. 1) — самоторможение при отсутствии осевых сил, то есть при наличии зазоров в соединениях. Это свойство обеспечивается тем, что гайка совместно с болтом представляет собой предварительно напряженную пару [13–16], в которой постоянно действующее предварительное нагружение обеспечивается гарантированным натягом.

Вторым функциональным свойством гайки является ее способность к самоподкручиванию (самозатягиванию) под нагрузкой в случае, если эта нагрузка уменьшается, что может вызываться износом контактных поверхностей соединения.

Задачи настоящего исследования: установление зависимости между размерами элементов гайки и основными функциональными свойствами; разработка рекомендаций по изменению размеров, материалов, оптимизации усилия затяжки, а также рекомендаций по уменьшению металлоемкости гайки при сохранении основных функциональных свойств⁴ [17].

Материал и методика работы

Если сила в соединении уменьшается (вытяжка болта, износ деталей соединения и т. д.), то принято в таких соединениях восстанавливать затяжку. Это можно сделать подкручиванием гайки (в идеальном случае — самоподкручиванием).

пружинных гаек / Котиков Г.І., Бичин С.В., Коршунова З.З., Тер-Нерсесьянц А.Е., Бойко О.С. (Україна) // № 2001132104/28. Заявлено 29.11.2001. Оpubл. 2003.

⁴ Kitaeva D.A., Rudaev Ya.I., Ordobaev B.S., Abdykeeva Sh.S. Modeling of concrete behavior under compression // Applied Mechanics and Materials. 2015. Vol. 725–726. P. 623–628.

Попытаемся установить условия самоподкручивания.

Со стороны прижимной планки на гайку может действовать момент, максимальное значение которого

$$M_{пл} = Pr_r f_{пл}. \quad (1)$$

Здесь $M_{пл}$ — максимально возможное значение момента, приложенного к гайке по условиям трения; P — сила затяжки гайки (между гайкой и планкой); r_r — радиус буртика гайки, касающегося планки; $f_{пл}$ — коэффициент трения между планкой и буртиком гайки.

Необходимым условием самоподкручивания гайки является ликвидация натяга между ней и винтом, то есть в результате раскручивания витков гайки диаметр ее должен увеличиться настолько, чтобы исчезло предварительное напряжение (натяг).

Есть и второе условие: момент $M_{пл}$ должен быть достаточным для преодоления силы трения в резьбе, вызванной силой затяжки P .

Расчетное исследование

Остановимся более подробно на первом условии. Увеличение диаметра гайки, необходимое для подкручивания (и откручивания), должно быть не менее максимального натяга

$$\Delta D \geq \delta_{\max}.$$

Для заданной гайки $\delta_{\max} = 0,4$ мм.

Теперь попытаемся связать увеличение диаметра с приложенным моментом. Угол θ поворота сечения витка, к которому приложена сила P , можно найти при помощи интеграла Мора

$$\theta = \int_0^{\varphi_{\max}} \frac{M_p M_1}{EJ_x} ds, \quad (2)$$

где $M_p = M$ — момент, создаваемый силой P ; $M_1 = 1$ — единичный момент; $E = 2 \cdot 10^5$ МПа — нормальный модуль упругости для стали;

$J_x = \frac{bh^3}{12}$ — осевой момент инерции;

$$ds = \frac{D_0}{2} d\varphi,$$

где D_0 — средний диаметр витка гайки;

$$D_0 = \frac{D_{\text{вн}} + D}{2} = \frac{44 + 26}{2} = 35 \text{ мм}.$$

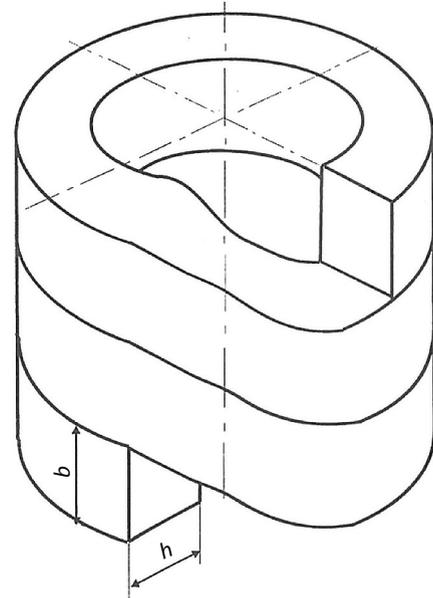


Рис. 1. Самозатягивающаяся гайка
Fig. 1. Self-tightening nut

$$b = 10 \text{ мм}; h = \frac{D_{\text{вн}} - D}{2} = \frac{44 - 26}{2} = 9 \text{ мм}.$$

В выражении (2) под знаком интеграла все величины, кроме $d\varphi$, — константы. С учетом этого получаем

$$\theta = \frac{M \cdot 1,0 D_0}{EJ_x} \frac{\varphi}{2} \Big|_0^{\varphi_{\max}} = \frac{M D_0}{2EJ_x} 5,5\pi,$$

где $\varphi_{\max} = 2,75 \cdot 2\pi = 5,5\pi$ — угол навивки (2,75 оборота);

$$\theta = 2,75\pi \frac{M D_0}{EJ_x}. \quad (3)$$

Свяжем теперь угол поворота сечения с натягом δ_{\max} .

Длина полосы, из которой навита гайка, остается неизменной при ее закручивании и раскручивании, то есть

$$\varphi_{\max} D_0 = (\varphi_{\max} - \theta)(D_0 + \delta_{\max}), \quad (4)$$

или после преобразований

$$\varphi_{\max} D_0 = \varphi_{\max} D_0 - \theta D_0 + \varphi_{\max} \delta_{\max} - \theta \delta_{\max},$$

откуда

$$\theta D_0 = \delta_{\max} (\varphi_{\max} - \theta);$$

$$\delta_{\max} \frac{\theta D_0}{\varphi_{\max} - \theta} = \frac{\theta D_0}{5,5\pi - \theta}. \quad (4)$$

Подставим (3) в (4) и получим

$$\delta_{\max} = \frac{M D_0^2}{2EJ_x - M D_0}. \quad (5)$$

Решая уравнение (5) относительно M , получим

$$M = \frac{\delta_{\max} 2EJ_x}{D_0 (D_0 + \delta_{\max})}. \quad (6)$$

Поскольку δ_{\max} составляет около 1,0 % от D_0 , то $(D_0 + \delta_{\max}) \approx D_0$.

Тогда выражение (6) можно записать в первом приближении в виде

$$M = 2 \frac{EJ_x \delta_{\max}}{D_0^2}. \quad (6)$$

Чем меньше значение момента, определяемого по формуле (6), тем меньшая сила затяжки требуется для реализации этого момента.

Как уменьшить требуемый момент M и требуемую силу P ?

Если исходить из формулы (6), то реальный путь только один — уменьшить жесткость на изгиб витка гайки. Для стальной гайки $E = 2 \cdot 10^5$ МПа = const — характеристика структурно нечувствительная.

D_0 меняется мало при изменении J_x за счет высоты сечения h .

В основном уменьшить M можно за счет уменьшения h ; при этом J_x уменьшится в третьей степени. Рассмотрим пример такого уменьшения. Пусть внешний диаметр гайки уменьшен с $D_{\text{вн}} = 44$ мм до $D_{\text{вн}} = 40$ мм. При этом новая толщина витка

$$h' = \frac{D_{\text{вн}} - D}{2} = \frac{40 - 26}{2} = 7 \text{ мм.}$$

Отношение моментов инерции $\frac{J'_x}{J_x} = \left(\frac{7}{9}\right)^3 = 0,47$.

В знаменателе формулы (6) несколько уменьшится величина D_0^2 :

$$D'_0 = \frac{40 + 26}{2} = 33 \text{ мм; } \left(\frac{D'_0}{D_0}\right)^2 = \left(\frac{33}{35}\right)^2 = 89.$$

Изменение момента: $\alpha = \frac{M'}{M} = \frac{0,47}{0,89} = 0,53$.

Другими словами, момент, требуемый для подкручивания гайки (и, соответственно, сила прижима ее к планке), уменьшается на 43 %, т. е.

почти в два раза при уменьшении толщины гайки с 9 до 7 мм.

Попробуем оценить абсолютную величину этой силы. Для этого сначала найдем величину M (в существующем варианте исполнения).

Исходные параметры для расчета: $E = 2 \cdot 10^5$ МПа = $2 \cdot 10^{11}$ Н/м²; $\delta_{\max} = 0,4$ мм = $0,4 \cdot 10^{-3}$ м; $D_0 = 35$ мм = $35 \cdot 10^{-3}$ м; $J_x = \frac{bh^3}{12}$;

$b = 10$ мм; $h = 9$ мм; $J_x = \frac{10 \cdot 9^3}{12} = 607,55$ мм⁴ = $607,5 \cdot 10^{-12}$ м⁴.

Находим M :

$$M = 2 \frac{2 \cdot 10^{11} \cdot 607,5 \cdot 10^{-12} \cdot 0,4 \cdot 10^{-3}}{(35 \cdot 10^{-3})^2} = 0,793 \cdot 10^2 = 79,3 \text{ Нм.}$$

По формуле (1) находим усилие затяжки гайки

$$P = \frac{M}{r_{\text{г}} f_{\text{пл}}}$$

Здесь $M = 79,3$ Нм; $r_{\text{г}} = \frac{D_{\text{вн}}}{2} = \frac{44}{2} = 22$ мм = $22 \cdot 10^{-3}$ м; $f = 0,15$ для гайки с острыми зубцами без смазки.

$$P = \frac{79,3}{22 \cdot 10^{-3} \cdot 0,15} = 24 \cdot 10^3 \text{ Н} = 24 \text{ кН}^5.$$

Для гайки с тонким корпусом ($D'_{\text{вн}} = 40$ мм) получим $P' \approx 0,53 \cdot 24 = 12,7$ кН. Малая величина требуемого для самоподтягивания усилия затяжки повышает надежность работы соединения. Сила $P' = 12,7$ кН сравнима с допускаемыми усилиями сжатия упругих элементов крепления. Так, у шайбы Гровера для данного соединения $P_{\text{гр}} \approx 15$ кН.

Другими словами, для перспективной тонкостенной гайки можно повысить эффективность самоподкручивания, установив под нее упругий элемент, стабилизирующий силу прижима при выработках деталей узла.

Выше было получено условие самоподтягивания, которое нужно рассматривать как совершенно необходимое, но недостаточное. До-

⁵ Эта величина может оказаться большей после уточнения схемы нагружения витков гайки при подкручивании (например, нагружении не моментом, а касательными к опорной поверхности гайки силами).

статочным условием будет превышение момента трения на планке над моментом трения в резьбе (в паре «болт — гайка»). То есть

$$M_{пл} \geq M_p, \quad (7)$$

где

$$M_{пл} = P \cdot r_{\Gamma} \cdot f_{пл}; \quad M_p = P \cdot r_p \cdot f_p. \quad (8)$$

Теперь условие (7) приобретает вид

$$r_{\Gamma} f_{пл} \geq r_p f_p. \quad (9)$$

Это условие не зависит от величины P . Выполнению условия (9) способствует опирание гайки на выступающее ребро, т. е. $r_{\Gamma} > r_p$, что очень полезно.

Прочность витков гаек. Витки гайки работают в основном на изгиб, причем испытывают изгибающий момент, равный моменту откручивания (самоподкручивания). Для основного варианта гайки это момент $M = 79,3$ Нм.

Нормальные напряжения в гайке

$$\sigma_{\max} = \frac{M}{W_x},$$

где W_x — осевой момент сопротивления сечения витка гайки.

$$W_x = \frac{bh^2}{6} = \frac{10 \cdot 9^2}{6} \cdot 10^{-9} = 0,165 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3;$$

$$\sigma_{\max} = \frac{79,3}{0,165} \cdot 10^6 = 590 \cdot 10^6 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2} = 590 \text{ МПа}.$$

Это очень большие напряжения, вынуждающие применять для изготовления гайки высокопрочные материалы. К тому же, уточненный расчет потребует учета касательных напряжений при кручении.

Поперечное сечение витка имеет явные концентраторы напряжений (не опасные при изгибе и очень опасные при кручении).

Поскольку профиль резьбы существенно изменить невозможно, желательно применить более пластичный материал. Как правило, такие материалы имеют меньшую прочность. Для этого нужно снизить уровень напряжений.

Самый реальный путь — уменьшение толщины гайки. Выше рассматривался случай, когда h уменьшается с 9 до 7 мм. При этом момент

$$M' = 0,53 \cdot 79,3 = 42 \text{ Нм},$$

а напряжение изгиба в витке

$$\begin{aligned} \sigma' &= \frac{M'}{W'} = \frac{42}{0,0817 \cdot 10^{-6}} = \\ &= 514 \cdot 10^{-6} \text{ Н/м}^2 = 514 \text{ МПа}, \end{aligned}$$

где

$$\begin{aligned} W' &= \frac{b(h')^2}{6} = \frac{10 \cdot 7^2}{6} \cdot 10^{-9} = 81,7 \cdot 10^{-9} = \\ &= 0,0817 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3. \end{aligned}$$

Натяги радиальная сила в резьбе. Задача расчета — получить P_r в зависимости от параметров соединения (рис. 2).

Для получения радиальных сил от натяга и жесткости можно принять расчетную схему в виде гладкого стержня с навитой пружиной квадратного сечения (2,75 оборота).

Исходные данные: Δ — натяг, т. е. разность диаметров гайки и болта.

Введем понятие относительного натяга $\varepsilon_{\Delta} = \frac{\Delta}{d}$, где d — диаметр болта; $d = 27$ мм.

Начнем с условия совместности радиальных деформаций:

$$\Delta = \Delta_{\delta} + \Delta_{\Gamma},$$

где Δ_{δ} — абсолютная радиальная деформация болта, мм; Δ_{Γ} — абсолютная радиальная деформация гайки, мм.

Если приравнять $d_{\delta} \approx d_{\Gamma}$, то можно записать

$$\varepsilon_{\Delta} = \varepsilon_{\delta} + \varepsilon_{\Gamma}. \quad (10)$$

В этом уравнении нам известна только деформация $\varepsilon_{\Delta} = \frac{\Delta}{d}$. Уравнение (10) содержит две неизвестные величины ε_{δ} и ε_{Γ} . Нужны еще уравнения деформаций. Рассмотрим деформации болта. Здесь возможны два крайних случая:

а) болт считаем абсолютно жестким; тогда

$$\varepsilon_{\delta} = 0; \quad \boxed{\varepsilon_{\Gamma} = \varepsilon_{\Delta}}; \quad (11)$$

б) болт считаем податливым, по всей длине нагруженным равномерным давлением p .

Тогда можно использовать обобщенный закон Гука:

$$\begin{aligned} \varepsilon_x &= \frac{1}{E} [\sigma_x - \mu(\sigma_y + \sigma_z)]; \\ \varepsilon_x &= \frac{1}{E} [\sigma_y - \mu(\sigma_x + \sigma_z)]; \end{aligned} \quad (12)$$

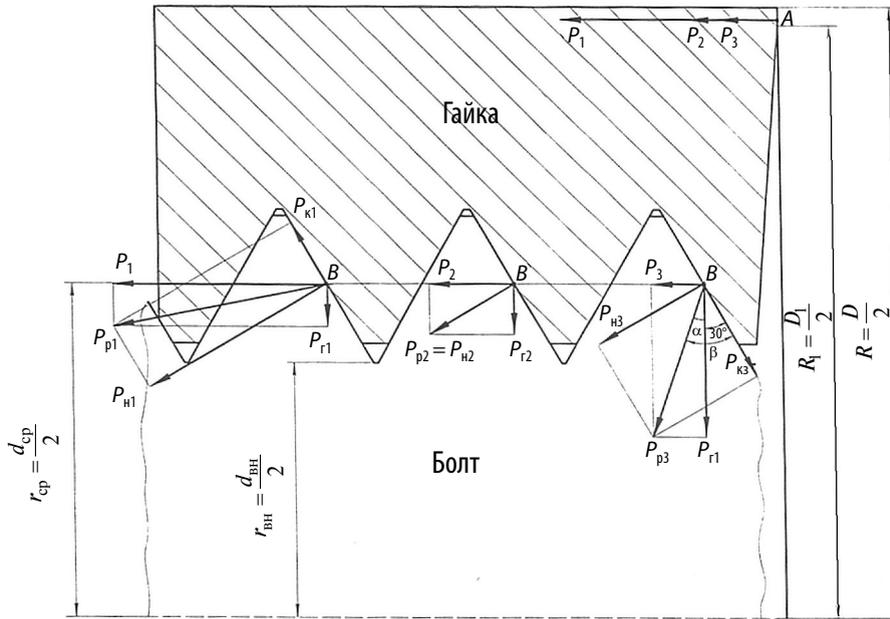


Рис. 2. Распределение сил в резьбе самозатягивающейся гайки
 Fig. 2. Distribution of forces in the threads of the self-tightening nut

$$\varepsilon_z = \frac{1}{E} [\sigma_z - \mu(\sigma_x + \sigma_y)].$$

В этих уравнениях $\sigma_x = 0$;

$$\varepsilon_y = \varepsilon_z + \varepsilon_\delta, \quad (13)$$

$$\sigma_y = \sigma_z = -\rho. \quad (14)$$

С учетом (13) и (14) получаем из уравнения (12)

$$\varepsilon_x = 2 \frac{\rho \mu}{E}; \quad (15)$$

$$\varepsilon_\delta = -\rho \frac{1 - \mu}{E}. \quad (16)$$

Далее нужно рассмотреть деформации кольца, одетого с натягом на цилиндр, то есть нагруженного изнутри равномерным давлением ρ (рис. 3, а).

Для определения радиального перемещения Δ_r составим интеграл Мора:

$$\Delta_r = \frac{1}{EJ_x} \int_0^{5,5\pi \frac{d_0}{2}} M_p M_1 ds. \quad (17)$$

Здесь $5,5\pi \frac{d_0}{2}$ — длина заготовки гайки; M_p — изгибающий момент в произвольном сечении от единичной силы (рис. 3, б).

Вычисляем изгибающие моменты:

$$\begin{aligned} M_\alpha &= \int_0^\alpha \rho \frac{d_0}{2} b \frac{d}{2} \sin(\alpha - \varphi) d\varphi = \\ &= -\rho \frac{d_0}{2} b \frac{d_0}{2} \cos(\alpha - \varphi) \Big|_0^\alpha = \rho b \frac{d_0^2}{4} (1 - \cos \alpha); \\ M_\alpha &= \rho b \frac{d_0^2}{4} (1 - \cos \alpha). \end{aligned} \quad (18)$$

Здесь d_0 — средний диаметр гайки $d_0 = d + h = (27 + 10)$; b — общая ширина гайки.

$$M_1 = \frac{d_0}{2} \sin \alpha; \quad (19)$$

$$ds = \frac{d_0}{2} d\alpha.$$

Интегрирование можно вести в пределах от 0 до π по углу α , т. к. при больших углах отсутствует момент M_1 (рис. 3, в):

$$\Delta_r = \frac{1}{EJ} \int_0^\pi \rho b \frac{d_0^2}{4} (1 - \cos \alpha) \frac{d_0^2}{4} \sin \alpha d\alpha =$$

$$\begin{aligned}
 &= \rho b \frac{d_0^2}{4EJ} \frac{d_0^2}{4} \int_0^\pi (1 - \cos \alpha) \sin \alpha d\alpha = \\
 &= \rho b \frac{d_0^4}{16EJ} \frac{(1 - \cos \alpha)^2}{2} \Big|_0^\pi = \rho b \frac{d_0^4}{16EJ} - 0; \\
 \Delta_r &= \rho b \frac{d_0^4}{16EJ_x}. \tag{20}
 \end{aligned}$$

Относительная радиальная деформация

$$\varepsilon_r = \frac{\Delta_r}{d} = \rho b \frac{d_0^4}{16EJ_x d}. \tag{21}$$

Теперь рассмотрим совместно три формулы (10), (16) и (21):

$$\begin{aligned}
 \varepsilon_\Delta &= \varepsilon_\delta + \varepsilon_r; \\
 \varepsilon_\delta &= \rho \frac{1 - \mu}{E}; \\
 \varepsilon_r &= \rho b \frac{d_0^4}{16EJ_x d}.
 \end{aligned}$$

В этих трех уравнениях содержатся три неизвестные — ε_δ , ε_r и ρ ; следовательно, они находятся из этих уравнений.

Уравнение (21) в рамках концепции об абсолютно жестком болте (в радиальном направлении) примет вид

$$\varepsilon_r = \varepsilon_\Delta = \frac{\Delta}{d}. \tag{22}$$

Приравнявая (21) и (22), получим

$$\frac{\Delta}{d} = \rho b \frac{d_0^4}{16EJ_x}. \tag{23}$$

Отсюда следует

$$\rho = \frac{\Delta EJ_x 16}{b d_0^4}. \tag{24}$$

Здесь $J_x = \frac{bh^3}{12}$, откуда

$$\rho = \frac{\Delta \cdot E \cdot \cancel{b} h^3 \cdot 16}{\cancel{b} \cdot d_0^4 12} = \frac{4\Delta E h^3}{3d_0^4}. \tag{25}$$

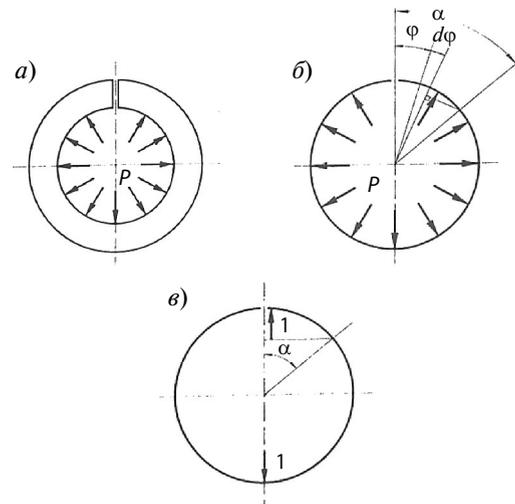


Рис. 3. Расчетные схемы гайки: а — схема нагружения; б — схема от внешней нагрузки; в — схема от единичной нагрузки

Fig. 3. Calculation schemes of the nut: а — loading scheme; б — external load system loading; в — single load system loading

Поскольку d_0 зависит от h , а d — величина стабильная, то лучше вместо d_0 подставить $d_0 = d + h$. Тогда

$$\rho = \frac{4\Delta E h^3}{3(d+h)^4}. \tag{26}$$

Это есть верхняя оценка нагрузки, не учитывающая деформации болта. Если принять $E = 2 \cdot 10^{11}$ Н/м²; $h = 1 \cdot 10^{-2}$ м; $d = 2,7 \cdot 10^{-2}$ м; $\Delta = 0,1 \cdot 10^{-3} - 0,4 \cdot 10^{-3}$ м, то получим

$$\begin{aligned}
 \rho &= \frac{4}{3} \frac{2 \cdot 10^{11} \cdot (10^{-2})^3}{(2,7+1)^4 \cdot (10^{-2})^4} (0,1 \dots 0,4) \cdot 10^{-3} = \\
 &= \frac{8(0,1 \dots 0,4)}{3 \cdot 3,74} \cdot 10^6 = 14,23 - 56,91 \text{ МПа.}
 \end{aligned}$$

Верхняя оценка давления — 14–56 МПа. Она пропорциональна фактическому натягу. Если нужно свести это в расчетной схеме к одной силе, то

$$\begin{aligned}
 P_r &= \pi d 2,75 b \rho = \\
 &= 3,14 \cdot 27 \cdot 10^{-3} \cdot 2,75 \cdot 1 \cdot 10^{-2} \cdot (14 \dots 56) \cdot 10^6 =
 \end{aligned}$$

$$= 32640(1...4)Н = (32,6...130,6) \text{ кН.}$$

Это верхняя оценка.

Чтобы получить нижнюю оценку, нужно совместно решить уравнения (10), (16) и (21):

$$\varepsilon_{\Delta} - \rho \frac{1-\mu}{E} = \rho b \frac{d_0^4}{16EJ_x d},$$

или

$$\varepsilon_{\Delta} = \rho \left[b \frac{d_0^4}{16EJ_x d} + \frac{1-\mu}{E} \right],$$

откуда получаем

$$\rho = \frac{\Delta \cdot 16EJ_x d}{d \left[bd_0^4 + (1-\mu)16J_x \cdot d \right]}.$$

Подставим сюда

$$J_x = \frac{bh^3}{12} = \frac{1 \cdot 1^3 \cdot 10^{-2} \cdot (10^{-2})^3}{12} =$$

$$= 0,0833 \cdot 10^{-8} = 83,3 \cdot 10^{-11} \text{ м}^4.$$

Тогда

$$\rho = \frac{4\Delta E b h^3}{3 \left[bd_0^4 + (1-\mu)16J_x d \right]} =$$

$$= \frac{4 \cdot 2 \cdot 10^{11} \cdot 1 \cdot 10^{-2} \left(1 \cdot 10^{-2} \right)^3 (0,1...0,4) \cdot 10^{-3}}{3 \left[\underbrace{1 \cdot 10^{-2} \left(3,7 \cdot 10^{-2} \right)^4}_I + \underbrace{(1-0,27)16 \cdot 83,3 \cdot 10^{-11}}_{II} \right]} =$$

$$= 9,37-37,5 \text{ МПа.}$$

Сравним два слагаемых в знаменателе:

$$I = 187,4 \cdot 10^{-10} \quad II = 97,3 \cdot 10^{-10},$$

т. е. знаменатель со вторым слагаемым в 1,5 раза больше, чем без него.

Обсуждение результатов

Рассмотренная в статье гайка была изобретена в 2001 году⁶. Теоретические и экспериментальные исследования такой гайки до сих пор не проводились. Работа выполнена в рамках гранта РФФИ 16–08–00845а «Верификация и развитие моделей неупругого деформирования при пассивном нагружении».

Выводы

Для реализации эффекта самозатягивания необходимо выполнение нескольких условий: силового, геометрического и эксплуатационного.

Силовым условием самозатягивания является наличие предварительной затяжки гайки с определенной силой, зависящей в основном от предварительного натяга. Для натяга 0,2 мм на сторону минимальная сила затяжки (с которой начинается эффект самозатягивания) составляет примерно 15 кН. Для натяга 0,4 мм на сторону эта сила примерно равна 25 кН. Такие силы легко достижимы при закручивании гаек. Предпочтителен меньший натяг и меньшее граничное усилие самозатягивания.

Геометрическим условием самозатягивания является выполнение такой конфигурации гайки, при которой (после снятия начального натяга) момент на ее опорной поверхности превышает момент в резьбовом соединении.

Эксплуатационным условием самозатягивания служит наличие деформаций определенной величины, которую еще предстоит установить. Должны наблюдаться смещения отдельных деталей друг относительно друга. Это — тема дальнейших исследований (и испытаний) самозатягивающейся гайки.

Предоставленную для исследования самозатягивающуюся гайку следует признать перспективной как для магистральных, так и для промышленных путей. Дальнейшее совершенствование гайки может идти по пути снижения ее веса, повышения прочности и долговечности.

⁶ Патент 2199035 РФ, МПК 7F 16B 37/12 А, 7B 21F 35/00 В, 7B 21F 3/04 В, 7B 21Н 3/08 В, 7B 21D 11/06 В. Пружинная гайка и способ изготовления пружинных гаек / Котиков Г.И., Бычин С.В., Коршунова З.З., Тер-Нерсесьянц А.Е., Бойко О.С. (Україна) // № 2001132104/28. Заявлено 29.11.2001. Оpubл. 2003.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Безопасность при перевозке опасных грузов // Progressive Railroadink. 1991.— № 11. P. 42, 44, 45.
2. **Сергиенко Ю.В., Артюх Г.В., Чигарев В.В., Артюх В.Г.** Усталостная прочность сварных рельсовых стыков // Захист металургійних машин від поломок. Маріуполь. 2000. Вип. 5. С. 190–202.
3. **Kreis R., Lisnychyi V.S.** Applicability of Fs–All-Metal Self-Lock Nuts for Railway Rolling Stock of 1520 mm Gauge // Наука та прогрес транспорту. 2016. № 5(65). С. 152–167.
4. **Пожидаев Ю.А., Лычагина Т.С.** Обеспечение надежности крепления рельсовых путей // В сб.: Научно-технический прогресс: актуальные и перспективные направления будущего (сборник материалов II Международной научно-практической конференции): В 2-х томах. 2016. С. 78–80.
5. **Popovic Z., Lazarevic L., Vatin N.** Railway gauge expansion in small radius curvature Procedia Engineering. 2015. 117(1). P. 846–853.
6. **Блохин Е.П., Манашкин Е.А.** Динамика поезда (нестационарные продольные колебания). М.: Транспорт, 1982. 222 с.
7. **Демин Ю.В., Богомаз Г.И., Науменко Н.Е.** Динамика машиностроительных и транспортных конструкций при нестационарных воздействиях. Киев: Наук. думка, 1995. 188 с.
8. **Mohammed I. Matarneh, Nabeel S. Gharaibeh, Artyukh V.G.** Effectiveness of Flexible Pin Type Couplings // International Journal of Engineering Science. and Innovative Technology (IJESIT). 2015. Vol. 4, Issue 2. P. 1–7.
9. **Nikitchenko A., Artiukh V., Shevchenko D., Prakash R.** Evaluation of Interaction Between Flat Car and Container at Dynamic Coupling of Flat Cars. MATEC Web of Conferences. 2016. Vol. 73. 04008.
10. **Артюх Г.В., Артюх В.Г.** Функциональная прочность машин // Захист металургійних машин від поломок. Маріуполь. 2005. Вип. 8. С. 61–66.
11. **Артюх В.Г., Артюх Г.В., Колосов В.Н.** К вопросу модернизации рельсовых креплений // Захист металургійних машин від поломок. Маріуполь. 2002. Вип. 6. С. 104–107.
12. **Artiukh V., Raimberdiyev T., Mazur V.** Use of CAE-Systems at Evaluation of Shock Absorbers for Metallurgical Equipment. MATEC Web of Conferences. 2016. Vol. 53, 01039.
13. **Артюх В.Г.** Предварительно напряженная пара как элемент предохранительного устройства // Вестник ПГТУ. Мариуполь. 1997. Вып. 3. С. 120–123.
14. **Артюх В.Г.** Предохранители с предварительно напряженными элементами // Удосконалення процесів та обладнання обробки тиском в металургії і машинобудуванні: Тематичний збірник наукових праць. Краматорськ Слов'янськ. 2000. С. 391–395.
15. **Артюх В.Г.** О стабильности характеристик предварительно напряженных устройств // Захист металургійних машин від поломок. Маріуполь. 2000. Вип. 5. С. 98–104.
16. **Артюх В.Г., Корихин Н.В., Мельников Б.Е., Семенов А.С., Раимбердиев Т. П.** Предварительное напряжение как способ уменьшения накопления повреждений при циклическом нагружении // Известия МГТУ «МАМИ», серия «Естественные науки». Москва. 2015. № 2(24). Т. 4. С. 25–33.
17. **Kitaeva D.A., Rudaev Ya.I., Ordobaev B.S., Abdykeeva Sh.S.** Modeling of concrete behavior under compression // Applied Mechanics and Materials. 2015. Vol. 725–726. P. 623–628.

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

АРТЮХ Виктор Геннадиевич — доктор технических наук профессор Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого. 195251, Россия, г. Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29. E-mail: artiukh@mail.ru

НИКИТЧЕНКО Андрей Андреевич — кандидат технических наук инженер-конструктор Тихвинского вагоностроительного завода. Тихвин. E-mail: anikita@i.ua

ПОДГОРНАЯ Надежда Вячеславовна — старший преподаватель Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого. 195251, Россия, г. Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29. E-mail: nadezdapodgornaya@gmail.com

ЧИГАРЕВА Ирина Николаевна — старший преподаватель Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого. 195251, Россия, г. Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29. E-mail: ya.irina231182@yandex.ru

ЧЕРНЫШЕВА Наталия Вячеславовна — кандидат технических наук доцент Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого. 195251, Россия, г. Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29. E-mail: chernat0000@mail.ru

REFERENCES

1. Bezopasnost pri perevozke opasnykh грузов. *Progressive Railroadink*. 1991. № 11. R. 42, 44, 45. (rus.)
2. **Sergiyenko Yu.V., Artyukh G.V., Chigarev V.V., Artyukh V.G.** Ustalostnaya prochnost svarnykh relsovykh stykov. *Zakhist metalurgiy-nikh mashin vid polomok*. Mariupol. 2000. Vip. 5. S. 190–202. (ukr.)
3. **Kreis R., Lisnychi V.S.** Applicability of Fs–All-Metal Self-Lock Nuts for Railway Rolling Stock of 1520 mm Gauge. *Nauka ta progres transportu*. 2016. № 5(65). S. 152–167. (ukr.)
4. **Pozhidayev Yu.A., Lychagina T.S.** Obespecheniye nadezhnosti krepeleniya relsovykh putey. V sb.: Nauchno-tehnicheskiy progress: aktualnyye i perspektivnyye napravleniya budushchego (sbornik materialov II Mezhdunarodnoy nauchno-prakticheskoy konferentsii): V 2-kh tomakh. 2016. S. 78–80. (rus.)
5. **Popovic Z., Lazarevic L., Vatin N.** Railway gauge expansion in small radius curvature. *Procedia Engineering*. 2015. 117(1), P. 846–853.
6. **Blokhin Ye.P., Manashkin Ye.A.** Dinamika poyezda (nestatsionarnyye prodolnyye kolebaniya). M.: Transport, 1982. 222 s. (rus.)
7. **Demin Yu.V., Bogomaz G.I., Naumenko N.Ye.** Dinamika mashinostroitelnykh i transportnykh konstruksiy pri nestatsionarnykh vozdeystviyakh. K.: Nauk. dumka, 1995. 188 s. (ukr.)
8. **Mohammed I. Matarneh, Nabeel S. Gharaibeh, Artyukh V.G.** Effectiveness of Flexible Pin Type Couplings. *International Journal of Engineering Science and Innovative Technology (IJESIT)*. 2015. Vol. 4, Issue 2. P. 1–7.
9. **Nikitchenko A., Artiukh V., Shevchenko D., Prakash R.** Evaluation of Interaction Between Flat Car and Container at Dynamic Coupling of Flat Cars. *MATEC Web of Conferences*. 2016. Vol. 73. 04008.
10. **Artyukh G.V., Artyukh V.G.** Funktsionalnaya prochnost mashin. *Zakhist metalurgiy-nikh mashin vid polomok*. Mariupol. 2005. Vip. 8. S. 61–66. (ukr.)
11. **Artyukh V.G., Artyukh G.V., Kolosov V.N.** K vo-prosu modernizatsii relsovykh krepeleniy. *Zakhist metalurgiy-nikh mashin vid polomok*. Mariupol. 2002. Vip. 6. S. 104–107.
12. **Artiukh V., Raimberdiyev T., Mazur V.** Use of CAE-Systems at Evaluation of Shock Absorbers for Metallurgical Equipment. *MATEC Web of Conferences*. 2016. Vol. 53. 01039.
13. **Artyukh V.G.** Predvaritelno napryazhennaya para kak element predokhranitel'nogo ustroystva. *Vestnik PGTU*. Mariupol, 1997. Vyp. 3. S. 120–123.
14. **Artyukh V.G.** Predokhraniteli s predvaritelno napryazhennymi elementami. *Udoskonalennyya protsesiv ta obladnannya obrobki tiskom v metalurgii i mashinobuduvanni: Tematichniy zbirnik naukovikh prats*. Kramatorsk Slov'yansk. 2000. S. 391–395. (ukr.)
15. **Artyukh V.G.** O stabilnosti kharakteristik predvaritelno napryazhennykh ustroystv. *Zakhist metalurgiy-nikh mashin vid polomok*. Mariupol. 2000. Vip. 5. S. 98–104. (ukr.)
16. **Artyukh V.G., Korikhin N.V., Melnikov B.Ye., Semenov A.S., Raimberdiyev T.P.** Predvaritelnoye napryazheniye kak sposob umensheniya nakopleniya povrezhdeniy pri tsiklicheskom nagruzhenii. *Izvestiya MGTU «MAMI»*. Seriya «Yestestvennyye nauki». Moskva. 2015. № 2(24). T. 4. S. 25–33. (rus.)
17. **Kitaeva D.A., Rudaev Ya.I., Ordobaev B.S., Abdy-keeva Sh.S.** Modeling of concrete behavior under compression. *Applied Mechanics and Materials*. 2015. Vols. 725–726. P. 623–628.

AUTHORS

ARTIUKH Viktor G. — *Peter the Great St. Petersburg polytechnic university*. Politechnicheskaya St., St. Petersburg, 195251, Russia. E-mail: artiukh@mail.ru

NIKITCHENKO Andrei A. — *Tikhvin Railway Car Building Plant*. Tikhvin. E-mail: anikita@i.ua

PODGORNAYA Nadezhda V. — *Peter the Great St. Petersburg polytechnic university*. Politechnicheskaya St., St. Petersburg, 195251, Russia. E-mail: nadezdapodgornaya@gmail.com

CHIGAREVA Irina N. — *Peter the Great St. Petersburg polytechnic university*. Politechnicheskaya St., St. Petersburg, 195251, Russia. E-mail: ya.irina231182@yandex.ru

CHERNYSHEVA Nataliia V. — *Peter the Great St. Petersburg polytechnic university*. Politechnicheskaya St., St. Petersburg, 195251, Russia. E-mail: chernat0000@mail.ru

Дата поступления статьи в редакцию: 05.04.2017.