

DOI: 10.18721/JEST.240115
УДК 625.143.4:621.882.3-592.356

*В.Г. Артюх¹, А.А. Никитченко², В.О. Мазур³,
И.Н. Чigareва¹, Н.В. Чернышева¹*

1 – Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого,
Санкт-Петербург, Россия

2 Научно-исследовательский центр транспортных технологий, Санкт-Петербург, Россия

3 – ООО Научно-производственное объединение «Санкт-Петербургская электротехническая
компания», Санкт-Петербург, Россия

ИСПЫТАНИЯ САМОЗАТЯГИВАЮЩИХСЯ ГАЕК УЗЛОВ КРЕПЛЕНИЯ РЕЛЬСОВЫХ СТЫКОВ

Разработка и внедрение самотормозящихся и самоподкручивающихся гаек, обеспечивающих отсутствие зазоров в соединениях, – важный путь увеличения надежности узлов крепления рельсовых стыков как магистральных, так и внутрицеховых путей. В статье дается экспериментальная оценка функциональным качествам самоподкручивающихся гаек, разработанных в ООО ТД «Агропромимпекс – 2000». Экспериментальное подтверждено, что силовым условием самозатягивания является наличие предварительной затяжки гайки с определенным усилием, зависящим в основном от предварительного натяга; геометрическое условие самозатягивания – выполнение такой конфигурации гайки, при которой после снятия начального натяга момент на ее опорной поверхности превышает момент в резьбовом соединении; эксплуатационное условие самозатягивания – наличие деформаций определенной величины. Также в статье оценено влияние энергоемкости узла на самозатягивание гайки. Исследованная гайка признана перспективной как для магистральных, так и для промышленных рельсовых путей.

ГАЙКА; РЕЛЬСОВЫЙ СТЫК; РЕЗЬБОВОЕ СОЕДИНЕНИЕ; САМОПОДКРУЧИВАНИЕ; ПРЕДВАРИТЕЛЬНАЯ ЗАТЯЖКА; ДЕФОРМАЦИЯ.

Ссылка при цитировании:

В.Г. Артюх, А.А. Никитченко, В.О. Мазур, И.Н. Чigareва, Н.В. Чернышева. Испытания самозатягивающихся гаек узлов крепления рельсовых стыков // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2018. Т. 24. № 1. С. 154–166. DOI: 10.18721/JEST.240115.

*V.G. Artiukh¹, A.A. Nikitchenko², V.O. Mazur³,
I.N. Chigareva¹, N.V. Chernysheva¹*

1 – Peter the Great St. Petersburg polytechnic university, St. Petersburg, Russia

2 – Research and development centre for transportation technology, St. Petersburg, Russia

3 – LLC «Saint-Petersburg electrotechnical company», St. Petersburg, Russia

TESTS OF SELF-TIGHTENING NUTS IN RAIL JOINT FASTENING KNOTS

Development and deployment of self-braking and self-tightening nuts providing lack of gaps in connections is an important way of increasing the reliability of rail fastening assemblies in both main and inside railway tracks. We have experimentally assessed the functional qualities of self-tightening nuts developed by Agropromimpeks-2000 LLC. The goal of the paper is to confirm experimentally that the power condition of self-tightening is the existence of preliminary tightening of the nut with a certain effort depending generally on preliminary tightness; the geometrical condition of self-tightening is in creating such a configuration of the nut that the moment on its bearing area after removal of initial tightness exceeds the moment in the threaded con-

nection; the operational condition of self-tightening is the existence of deformations of certain size. We have also evaluated the influence of power consumption of a node on nut self-tightening. The studied nut is recognized as promising for both main and industrial railways.

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

Citation:

V.G. Artiukh, A.A. Nikitchenko, V.M. Mazur, I.N. Chigareva, N.V. Chernysheva. Tests of self-tightening nuts in rail joint fastening knots, *St. Petersburg polytechnic university journal of engineering science and technology*, 24(01)(2018) 154–166, DOI: 10.18721/JEST.240115.

Введение

Статья является второй (экспериментальной) частью комплексного полномасштабного исследования самозатягивающейся гайки узла крепления рельсовых стыков. Первая (теоретическая, расчетная) часть этого исследования была изложена в статье «Анализ работоспособности самозатягивающихся гаек узлов крепления рельсовых стыков» [1].

Разработка и внедрение самотормозящихся и самоподкручивающихся гаек, обеспечивающих отсутствие зазоров в соединениях, – важный путь увеличения надежности узлов крепления рельсовых стыков как магистральных, так и внутрицеховых железнодорожных путей. Это решение универсально и экономически более выгодно, чем установка в узел энергоемких упругих элементов [2–4].

Испытания таких гаек должны выявить условия самоподкручивания – силовые и деформационные, помочь выработать рекомендации по улучшению качества самоподкручивания, а также прочности болтов и самоподкручивающихся гаек. Самоподкручивающиеся гайки (рис. 1) для испытаний были предоставлены ООО ТД «Агропромимпекс – 2000».* Исследования вы-

полнялись в лаборатории «Сопrotивление материалов» ФГАОУ ВО «СПбПУ».

Целью работы было экспериментальное изучение влияния конструктивных параметров гайки на ее функциональные свойства. Задача настоящего исследования – подтвердить следующие теоретические выводы, полученные в статье [1]:

силовым условием самозатягивания является наличие предварительной затяжки гайки с определенным усилием, зависящим в основном от предварительного натяга;

геометрическое условие самозатягивания заключается в выполнении такой конфигурации гайки, при которой после снятия начального натяга момент на ее опорной поверхности превышает момент в резьбовом соединении;

эксплуатационное условием самозатягивания – наличие деформаций определенной величины.

Кроме того, требовалось оценить влияние энергоемкости узла [5] на самозатягивание гайки.

Материал и методика работы

Исследовался узел рельсового скрепления, состоящий из двух отрезков рельса Р65 длиной по 1,0 м каждый, и двух стандартных накладок, скрепленных четырьмя болтами М27 по общепринятой для магистральных путей схеме (рис. 2).

Для измерения усилий затяжки гаек и их контроля в процессе нагружения узла были изготовлены шесть тензометрических болтов (4 рабочих и 2 запасных). На болты (рис. 3) были наклеены тензорезисторы 2ПКБ-10-100Г с базой 10 мм и номинальным сопротивлением 100 Ом (рис. 4, а).

* Патент 40711 А Україна, МКВ F 16 В 37/08. Гайка / Котіков Г.І., Бичін С.В., Коршунова З.З., Тер-Нерсесьянц А.Е., Бойко О.С. (Україна) // №2001063956. Заявлено 11.06.2001; Опубл. 15.08.2001. Бюл. № 7. 3 с.; Патент 2199035 РФ, МПК 7F 16B 37/12 A, 7B 21F 35/00 B, 7B 21F 3/04 B, 7B 21H 3/08 B, 7B 21D 11/06 B. Пружинная гайка и способ изготовления пружинных гаек / Котіков Г.І., Бичін С.В., Коршунова З.З., Тер-Нерсесьянц А.Е., Бойко О.С. (Україна) // №2001132104/28. Заявлено 29.11.2001; Опубл. 2003.



Рис. 1. Самозатягивающиеся гайки и головки ключей к ним
Fig. 1. The self-joint nuts and heads of nut keys to them

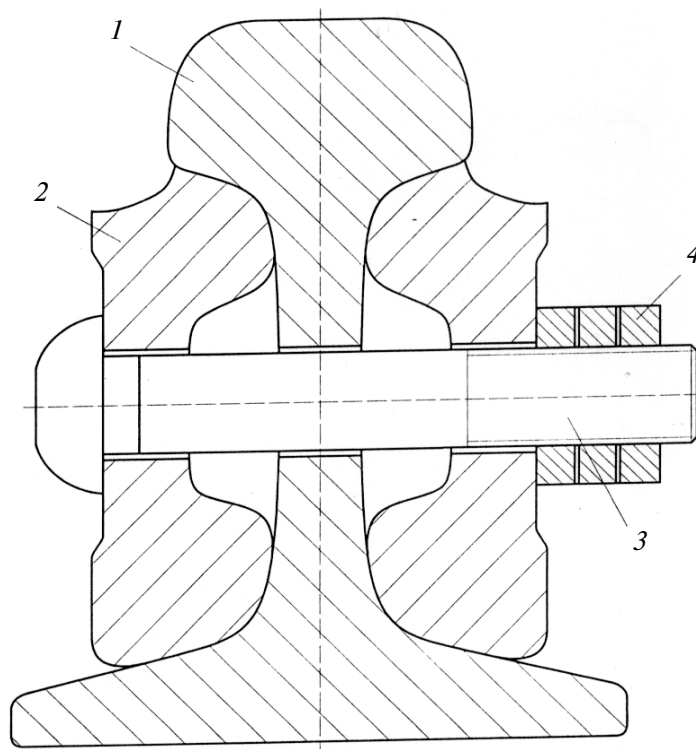


Рис. 2. Поперечное сечение узла рельсового крепления:
1 – рельс; 2 – накладка; 3 – болт M27; 4 – исследуемая гайка
Fig. 2. Cross section of assembly of a rail fastening:
1 – rail; 2 – plate; 3 – fish bolt M27; 4 – test nut



Рис. 3. Тензометрические болты
Fig. 3. Strain gauge fish bolts

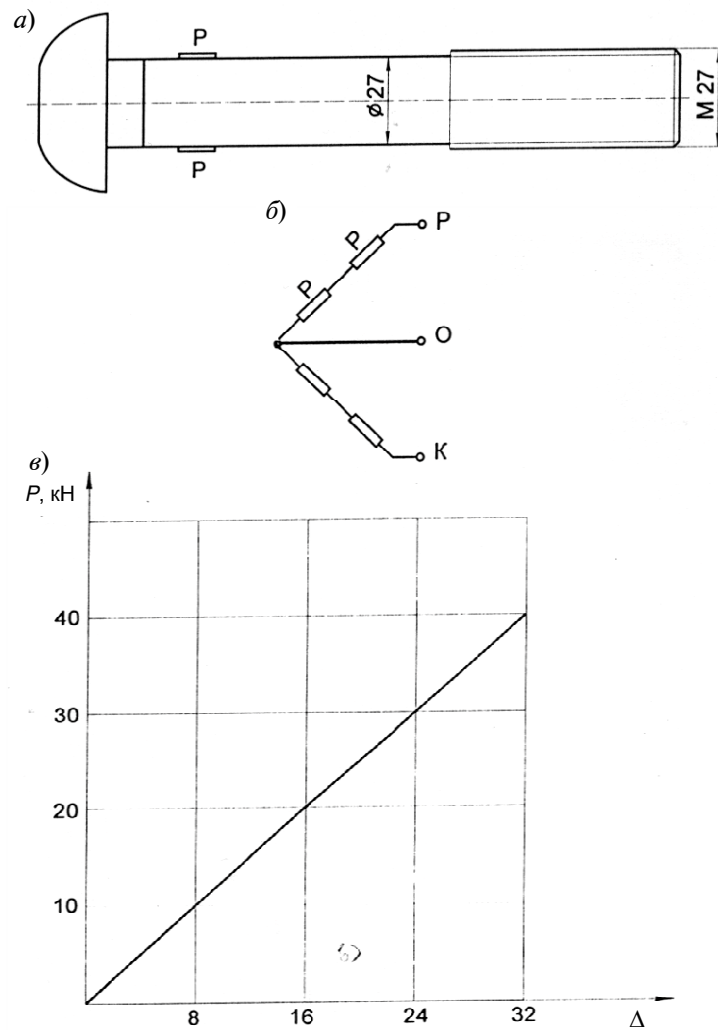


Рис. 4. Тарировка тензометрического болта:
a) болт с датчиками; б) полумост; в) тарировочный график
Fig. 4. Taring of strain gauge fish bolts: a) strain gauge fish bolt with tensometric sensors;
б) half-bridge circuit; в) calibration diagram

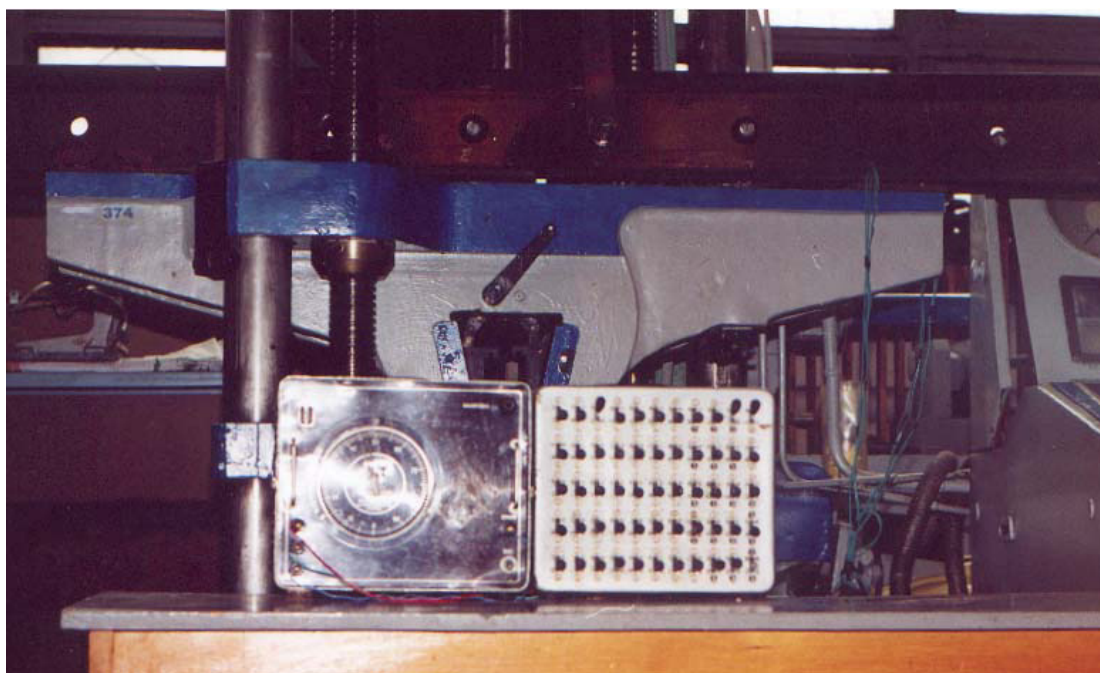


Рис. 5. Измерительная аппаратура (АИД с коммутатором)
 Fig. 5. Measuring equipment (Automatic Measuring Instrument with commutator)

Места под наклейку тензорезисторов защищались от окалины и ржавчины, обезжиривались ацетоном, под спайки выводов наклеивалась тонкая бумага. На датчик наносился тонкий слой клея БФ-2 и — после кратковременной просушки — основной слой клея. После этого датчик резиновым валиком прикатывался к металлу болта. После 12-ти часов выдержки болты помещались в сушильный шкаф и находились там 6 часов при температуре 100–120 °С. По описанной технологии на каждый болт наклеивались два датчика с противоположных сторон диаметра (по противоизгибной схеме). При этом два датчика соединялись последовательно в одно плечо полумоста (рис. 4, б). Два компенсационных датчика соединялись последовательно и наклеивались на отдельную пластинку. После сушки датчиков собиралась схема полумоста. Вторая половина полумоста находилась в приборе АИД (автоматический измеритель деформаций). Для переключения тензорезисторов использовался прилагаемый к прибору АИД коммутатор (рис. 5).

Тарировка тензометрических болтов производилась на универсальной механической машине УММ-5 (максимальная сила 50 кН) с использованием специально сконструированных захватов [6].

Тарировочный график представлен на рис. 4, в, где по оси абсцисс отложено число делений прибора, а по оси ординат — соответствующая нагрузка. По этому тарировочному графику контролировали усилие в болтах (и, соответственно, на гайках).

Экспериментальное исследование. Узел рельсового скрепления был собран на тензометрических болтах и самозатягивающихся гайках. При этом контролировалась по прибору АИД сила затяжки болтов.

Использовались три уровня предварительной затяжки — 10, 15 и 20 делений, что соответствовало усилию в болтах (и силе затяжки гаек) в 12,0; 18,0 и 24 кН (отметим, что полная осадка стандартной упругой шайбы Гровера соответствует силе 12,0–15,0 кН). Другими словами, применялись реальные силы затяжки.

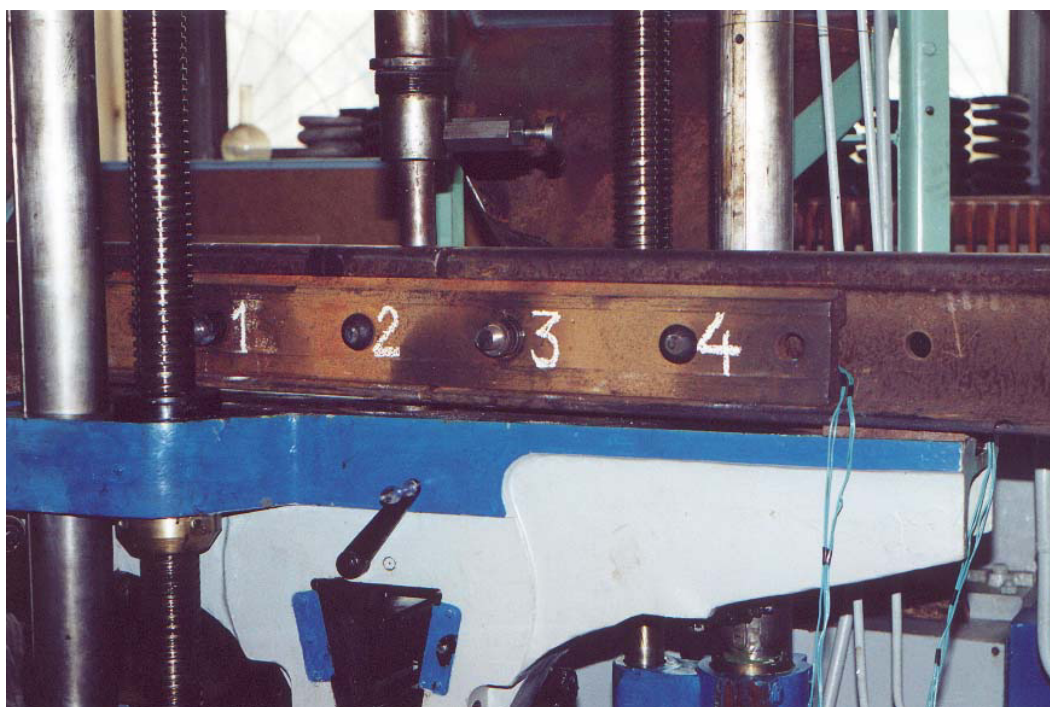


Рис. 6. Узел рельсового скрепления в испытательной машине ГРМ-1
Fig. 6. Assembly of a rail fastening в testing machine ГРМ-1)

После этого узел нагружался сосредоточенной силой, место приложения которой изменялось. Величина сосредоточенной силы задавалась в двух вариантах – 100 и 150 кН, что соответствует нагрузке на ось 200 и 300 кН, т. е. нормальной и повышенной в 1,5 раза нагрузке.

В таблице приведены результаты этого опыта для девяти положений сосредоточенной силы и затяжки болтов на 15 делений (18 кН). Главный вывод из этого опыта заключается в том, что усилия в болтах (и на гайках, соответственно) мало изменялись при приложении внешней нагрузки. Максимальное приращение показаний датчиков составило 2–3 деления (2,4–3,6 кН). Впоследствии были проведены опыты со статическими нагрузками в 250 кН (500 кН на одну ось). Этот вариант соответствует самому тяжелому нагружению на промышленном транспорте [7]. Нагрузки на болты возросли на 4–5 кН, что не представляет никакой опасности для них ни по проч-

ности, ни по возможности появления зазоров.

Для испытания на циклическую нагрузку собранный узел рельсового скрепления устанавливался на траверсу испытательной машины ГРМ-1, которая имеет пульсатор гидравлического типа и может обеспечить частоту нагружений от 200 до 600 циклов в минуту (рис. 6). Амплитуда нагрузок может достигать до 250 кН.

Узел устанавливался на стандартных прокладках и подкладках, которые при повышенных сверх нормы нагрузках заменялись более прочными ребристыми подкладками (рис. 7) из литевых конструкционных полиуретанов [8, 9]. Расстояние между опорами узла соответствовало принятым нормам. Стык узла находился между двумя соседними опорами. Всего было установлено четыре опоры. Нагрузки на рельсовый стык соответствовали нагрузкам статического испытания, т. е. они составляли 100; 150 и 250 кН, что полностью охватывало возможный спектр эксплуатационных нагрузок.



Рис. 7. Упругие прокладки и подкладки
Fig. 7. Elastic plates and liners

Ожидаемое самоподкручивание могло фиксироваться как по нанесенным на гайки и рельсовые накладки меткам, так и по усилию в соответствующих болтах. Для каждого уровня нагружения пульсирующим циклом (три уровня) проводили испытания на выносливость; всего было поставлено три серии опытов.

Каждая серия представляла собой три подпрограммы нагружений:

- I – нагружение $N = 10^3$ циклами;
- II – нагружение $N = 10^4$ циклами;
- III – нагружение $N = 10^5$ циклами.

Основная скорость нагружения – 200 циклов в минуту. При длительных испытаниях – 600 циклов в минуту. Во всех опытах откручивания гаек не наблюдалось, самоподкручивания тоже.

Предполагаем, что самоподкручивания не происходило из-за отсутствия взаимных линейных и угловых смещений гаек относительно контактирующих с ними рельсовых накладок. Узел при всех нагружениях вел себя как жесткий. Увеличение нагрузок во всех болтах не превышало 10–30 % по сравнению с их предварительной затяжкой. Во всех этих опытах предварительная затяжка болтов составляла 18 кН, гайки имели натяг 0,4 мм на сторону.

Влияние силы предварительной затяжки

Для инициирования процесса самозатягивания было опробовано несколько вариантов сборки узла, отличающихся силой предварительной затяжки. Поскольку теоретически была получена [1] требуемая сила затяжки (обеспечивающая эффект самозатягивания) 24 кН, то в опыте необходимо было включить эту силу в диапазон испытываемых усилий [10, 11].

Всего исследовалось 4 варианта предварительного нагружения: 12; 18; 24 и 30 кН (один из них – ранее). Для трех дополнительных сил затяжки был реализован полный комплекс циклического нагружения, т. е. нагружения числом циклов 10^3 , 10^4 , 10^5 с осмотром положения гаек до и после нагружения и контролем силы затяжки болтов в процессе нагружения.

Все собранные с указанным предварительным нагружением узлы были жесткими, работали как единое целое. Взаимные смещения деталей были очень малыми. Самозатягивания гаек не наблюдалось, что подтверждало предварительное предположение о необходимости для этого взаимных смещений деталей узла.

Результаты статических испытаний узла
Results of static test of assembly

Схема приложения сосредоточенной силы P	Величина силы P , тС	Показания датчиков							
		1	Δ_1	2	Δ_2	3	Δ_3	4	Δ_4
	0	475	+2	489	+3	437	+2	463	+2
	10	477	0	492	-1	439	0	465	-1
	15	477	-	491	-	439	-	464	-
	0	471	+2	487	+1	435	+1	458	+1
	10	473	+2	488	+1	436	+1	459	+0,5
	15	475	-	489	-	437	-	459,5	-
	0	471	+1	485	+1,5	434,5	+0,5	459,5	+1
	10	472	+1	486,5	+1,5	435	0	460,5	-0,5
	15	473	-	488	-	435	-	460	-
	0	471	+1	485	+1	433	+1	458	0
	10	472	0,5	486	+0,5	434	0	458	0
	15	472,5	-	486,5	-	434	-	458	-
	0	470	+1	485	+1	433	+1,5	459	+2
	10	471	+0,5	486	+1	434,5	+0,5	461	0
	15	471,5	-	487	-	435	-	461	-
	0	471	0	485	+1	433	+1	459,5	+1,5
	10	471	0	486	0	434	+1	462	+0,5
	15	471	-	486	-	435	-	462,5	-
	0	471	0	486	0	433,5	0,5	459	+3
	10	471	-0,5	486	0	434	0	462	+1
	15	470,5	-	486	-	434	-	463	-
	0	470	0	485,5	-0,5	433,5	0	459,5	-1
	10	470	0	485	+0,5	433,5	+0,5	458,5	-0,5
	15	470	-	485,5	-	434	-	458	-
	0	471	0	487	0	434	+1	460,5	-0,5
	10	471	0	487	+0,5	435	0	460	0
	15	471	-	487,5	-	435	-	460	-

Влияние энергоемкости узла

Для увеличения упругих деформаций узла и, как следствие этого, величины взаимных смещений его деталей решено было установить на узел энергоемкие упругие элементы. В качестве таковых были выбраны тарельчатые пружины [12, 13]: $D = 50$ мм; $d = 30$ мм; $\delta = 3$ мм с максимальной силой 15 кН и максимальной осадкой 1,0 мм. Пружины, соединенные параллельно (по 1, 2 и 3 штуки), устанавливались под головки тензометрических болтов, для чего их пришлось несколько модернизировать (рис. 8). Максимальные силы на пакетах пружин – 15; 30 и 45 кН. Фактическая затяжка составляла 12; 18; 24 и 30 кН. Упругая деформация пружин (неиспользованная) составляла от 0,5 до 1,0 мм.

При внешнем нагружении узла эта деформация выбиралась, и детали узла получали взаимные смещения. Нагружение проводилось, как и все предыдущие нагружения, циклической нагрузкой (по пульсирующему циклу) с частотой 200 и 600 мин⁻¹. Максимальные значения нагрузок составляли 100; 150 и 250 кН. При этом фиксировались положения гаек и силы в болтах.

Колебания сил в болтах были больше (4–7 делений, или 5–8 кН), чем для жесткого (без пружин) узла, где эти колебания составляли 2–3 деления, или 2,5–4 кН. Взаимные смещения деталей также возросли, однако их оказалось недостаточно для самозатягивания. Ни на одном болте самозатягивания не наблюдалось.

Проверка условия самозатягивания гаек

Для проверки принципиальной возможности самозатягивания гаек был поставлен эксперимент, при котором под гайку была установлена шайба, жестко связанная с рычагом. Этот рычаг можно поворачивать вручную, создавая его перемещение относительно гайки (рис. 9). При этом подкручивание гайки фиксируется прибором АИД, а также по нанесенным меткам.

Для всех испытаний гаек самоподтягивание наблюдалось начиная с силы предварительной затяжки 15 кН (для гайки, имеющей натяг 0,2 мм на сторону) до 25 кН (для гайки с натягом 0,4 мм на сторону). При колебательных движениях рычага сила в болте нарастала примерно до 30–35 кН, после чего самоподтягивание прекращалось (гайка поворачивалась вместе с рычагом в обе стороны).



Рис. 8. Болты с энергоемкими упругими элементами (тарельчатые пружины)
 Fig. 8. Fish bolts with energy absorber elements (disk springs)

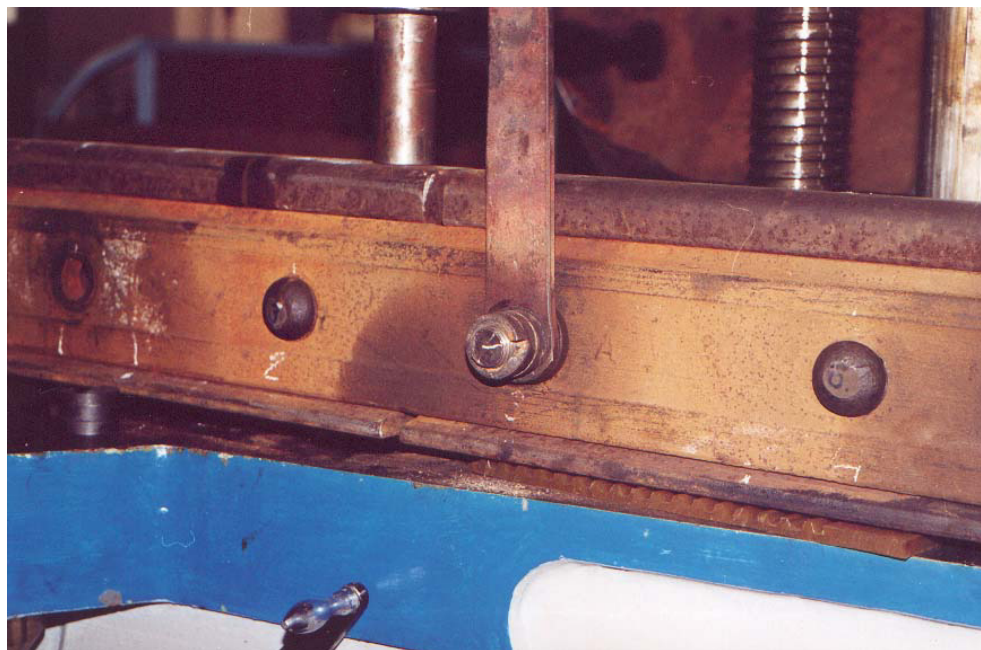


Рис. 9. Узел с подвижным рычагом под гайкой
Fig. 9. Assembly with moved lever under nut

Для самоподтягивания необходимо, чтобы взаимное смещение гайки и контактирующей с ней шайбы (или накладки) составляло 0,5–1,2 мм, причем чем меньше натяг гайки, тем меньше требуемое взаимное смещение.

После этих испытаний была предпринята попытка воспроизвести такие условия испытаний, при которых реализуется самозатягивание гайки. Один из вариантов – попытка нагрузить рельсовый стык горизонтальной составляющей силой. В испытаниях рельсовый стык лежал на боку, нагрузка была перпендикулярной стенке рельса (т.е. она была направлена вдоль оси болта). Узел нагружался силами 100, 150 и 250 кН. При нагрузке в 250 кН одна из гаек (предварительно затянутая на 25 кН) начала самозатягиваться. Этот процесс прекратился при нагрузке 35 кН. Гайка имела натяг по 0,4 мм на сторону. Затем эту гайку поменяли на другую, у которой натяг был по 0,2 мм на сторону. Эта гайка стала подкручиваться при затяжке 18 кН и дошла до положения с силой 31 кН. Таким образом, процесс самозатягивания произошел при повышенных деформациях стыка.

В следующем опыте под головки болтов были поставлены тарельчатые пружины, и все болты, кроме одного, были прослаблены. При нагружении такого стыка силами 100; 150 и 250 кН усилия в болтах возрастали на 100–200 %, деформации отдельных частей были заметны невооруженным глазом. Гайка с нормальной затяжкой в 15 кН начала подтягиваться и остановилась при силе 30 кН.

Проведенные опыты показали, что для реализации самозатягивания необходимы взаимные деформации гайки и накладки. Величина их должна быть больше 0,6 мм.

Обсуждение результатов

Рассмотренная в данной статье самозатягивающаяся гайка была изобретена в 2001 году [5, 6]. По результатам теоретических исследований эту гайку следует признать перспективной как для магистральных, так и для промышленных (внутрицеховых) железнодорожных путей [1, 14–16]. Экспериментальные исследования такой гайки до сих пор не проводились.

Выводы

Поставленная цель экспериментального исследования самозатягивающейся гайки достигнута – теоретические расчетные зависимости, полученные в первой части исследования и опубликованные в статье «Анализ работоспособности самозатягивающихся гаек узлов крепления рельсовых стыков» [1], полностью подтверждены.

Подтверждено, что силовым условием самозатягивания является наличие предварительной затяжки гайки с определенным усилием, зависящим в основном от предварительного натяга.

Подтверждено, что геометрическое условие самозатягивания заключается в выполнении такой конфигурации гайки, при которой после снятия начального натяга момент на ее опорной поверхности превышает момент в резьбовом соединении. Это условие для всех испытываемых гаек было выполнено.

Подтверждено, что эксплуатационное условие самозатягивания сводится к наличию деформаций определенной величины. Смещения гайки относительно прижимной планки должны составлять: а) линейные смещения $\Delta l = 1,0\text{--}1,2$ мм; угловые смещения $\Delta\varphi = 0,020\text{--}0,024$ рад. для

натяга 0,4 мм на сторону; б) линейное смещение $\Delta l = 0,6\text{--}0,7$ мм, угловое смещение $\Delta\varphi = 0,012\text{--}0,014$ рад. для натяга 0,2 мм на сторону. Такие смещения достижимы в лабораторных условиях при существенных перегрузках и горизонтальном направлении сил, действующих на головки рельса, либо в случае узла, имеющего изначальные зазоры и несовершенства.

Можно предположить, что эксплуатационные условия самозатягивания возникают в основном в тех скреплениях, которые находятся на поворотах пути или стрелочных переводах (т.е. в местах повышенных горизонтальных нагрузок) либо в местах, где участки пути наиболее подвержены остаточным деформациям и износу.

Во всех случаях самозатягивание прекращалось при увеличении усилия. Для двух типов гаек с натягом в 0,2 и 0,4 мм на сторону самозатягивание прекращалось при усилиях 32–35 кН, что следует признать очень ценным качеством. Это усилие совершенно безопасно для узла с точки зрения его прочности.

Работа выполнена в рамках гранта РФФИ 16-08-00845а «Верификация и развитие моделей неупругого деформирования при пассивном нагружении».

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Артюх В.Г., Никитченко А.А., Подгорная Н.В., Чигарева И.Н., Чернышева Н.В. 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.
2. 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.
3. Popovic Z., Lazarevic L., Vatin N. Railway gauge expansion in small radius curvature // Procedia Engineering. 2015. No 117(1). P. 846–853.
4. 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.
5. Loginova I.I., Artamonova D.A., Stolyarov O.N., Melnikov B.E. Effects of structure type on viscoelastic properties of geosynthetics // Magazine of Civil Engineering. 2015. No 4. P. 11–18. DOI: 10.5862/MCE.56.2.
6. 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». 2015. № 2(24). Т. 4. С. 25–33.
7. 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. No 04008. URL: <http://dx.doi.org/10.1051/mateccconf/20167304008>
8. Pestyakov I.I., Gumerova E.I., Kupchin A.N. Assessment of efficiency of the vibration damping



material «Teroson WT 129» // Construction of Unique Buildings and Structures. 2016. No 44. P. 46–57.

9. Ogorodov L.I., Lustina O.V. Mechanical characteristics of polyethylene // Magazine of Civil Engineering. 2017. No 6. P. 17–32. DOI: 10.18720/MCE.74.2.

10. 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.

11. Balalayeva E., Artiukh V., Kukhar V., Tuzenko O., Glazko V., Prsyazhnyi A., Kankhva V. Researching of the Stress-Strain State of the Open-Type Press Frame Using of Elastic Compensator of Errors of «Press-Die» System // In: Murgul V., Popovic Z. (eds) International Scientific Conference Energy Management of Municipal Transportation Facilities and Transport EMMFT 2017. EMMFT 2017. Advances in Intelligent Systems and Computing, vol 692. Springer, Cham, 2018. P. 212–219. DOI: https://doi.org/10.1007/978-3-319-70987-1_24

12. Артюх Г.В., Артюх В.Г. Характеристики пакетов тарельчатых пружин // Захист металургійних машин від поломок. Маріуполь, 2003. Вип. 7. С. 142–148.

13. Alekseev N.N., Kovalenko I.A., Stolyarov O.N., Melnikov B.E. Viscoelastic properties of geosynthetic materials // Construction of Unique Buildings and Structures. 2017. No 5 (56). P. 17–32.

14. Kukhar V., Artiukh V., Serduik O., Balalayeva E. Form of Gradient Curve of Temperature Distribution of Lengthwise the Billet at Differentiated Heating Before Profiling by Buckling // Procedia Engineering. 2016. No 165. P. 1693–1704. DOI: 10.1016/j.proeng.2016.11.911.

15. Nikitchenko A., Artiukh V., Shevchenko D., Murgul V. Modeling of Operation of Elastic-Frictional Draft Gear by NX Motion Software // Procedia Engineering. 2017. No 187. P. 790–796. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2017.04.441>

16. Kosenko S.A., Akimov S.S. Performance characteristics of differentially quenched rails // Magazine of Civil Engineering. 2017. No 7(75). P. 94–105.

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

АРТЮХ Виктор Геннадиевич – доктор технических наук профессор Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого
E-mail: artiukh@mail.ru

НИКИТЧЕНКО Андрей Андреевич – инженер Научно-исследовательского центра транспортных технологий
E-mail: anikita@i.ua

МАЗУР Владлен Олегович – главный специалист ООО «Научно-производственное объединение “Санкт-Петербургская электротехническая компания”»
E-mail: mazur@spbec.com

ЧИГАРЕВА Ирина Николаевна – старший преподаватель Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого
E-mail: ya.irina231182@yandex.ru

ЧЕРНЫШЕВА Наталия Вячеславовна – кандидат технических наук доцент Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого
E-mail: chernat0000@mail.ru

Дата поступления статьи в редакцию: 12.02.2018

REFERENCES

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

[2] Artiukh V.G., Artiukh G.V., Kolosov V.N. K voprosu modernizatsii rel'sovykh krepnenii. *Zakhist metalurgiiinikh mashin vid polomok*. Mariupol', 2002. Vip. 6. S. 104–107. (ukr.)

[3] Popovic Z., Lazarevic L., Vatin N. Railway gauge expansion in small radius curvature. *Procedia Engineering*. 2015. No 117(1). P. 846–853.

[4] Sergienko Iu.V., Artiukh G.V., Chigarev V.V., Artiukh V.G. Ustalostnaia prochnost' svarykh rel'sovykh stykov. *Zakhist metalurgiiinikh mashin vid polomok*. Mariupol'. 2000. Vip. 5. S. 190–202. (ukr.)

[5] Loginova I.I., Artamonova D.A., Stolyarov O.N., Melnikov B.E. Effects of structure type on viscoelastic properties of geosynthetics. *Magazine of Civil*

Engineering. 2015. No 4. P. 11–18. DOI: 10.5862/MCE.56.2.

[6] **Artiukh V.G., Korikhin N.V., Mel'nikov B.E., Semenov A.S., Raimberdiev T.P.** Predvaritel'noe napriazhenie kak sposob umen'sheniia nakopleniia povrezhdenii pri tsiklicheskom nagruzhenii. *Izvestiia MGTU «MAMI», seriia «Estestvennye nauki»*. 2015. № 2(24). T. 4. S. 25–33. (rus.)

[7] **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. No 04008. URL: <http://dx.doi.org/10.1051/mateconf/20167304008>

[8] **Pestryakov I.I., Gumerova E.I., Kupchin A.N.** Assessment of efficiency of the vibration damping material «Teroson WT 129». *Construction of Unique Buildings and Structures*. 2016. No 44. P. 46–57.

[9] **Ogorodov L.I., Lustina O.V.** Mechanical characteristics of polyethylene. *Magazine of Civil Engineering*. 2017. No 6. P. 17–32. DOI: 10.18720/MCE.74.2.

[10] **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.

[11] **Balalayeva E., Artiukh V., Kukhar V., Tuzenko O., Glazko V., Prysiaznyi A., Kankhva V.** Researching of the Stress-Strain State of the Open-Type Press Frame Using of Elastic Compensator of

Errors of «Press-Die» System. In: *Murgul V., Popovic Z. (eds) International Scientific Conference Energy Management of Municipal Transportation Facilities and Transport EMMFT 2017. EMMFT 2017. Advances in Intelligent Systems and Computing*, vol 692. Springer, Cham, 2018. P. 212–219. DOI: https://doi.org/10.1007/978-3-319-70987-1_24

[12] **Artiukh G.V., Artiukh V.G.** Kharakteristiki paketov tarel'chatykh pruzhin. *Zakhist metalurgii i mashin vid polomok*. Mariupol', 2003. Vip. 7. S. 142–148. (rus.)

[13] **Alekseev N.N., Kovalenko I.A., Stolyarov O.N., Melnikov B.E.** Viscoelastic properties of geosynthetic materials. *Construction of Unique Buildings and Structures*. 2017. No 5 (56). P. 17–32.

[14] **Kukhar V., Artiukh V., Serduik O., Balalayeva E.** Form of Gradient Curve of Temperature Distribution of Lengthwise the Billet at Differentiated Heating Before Profiling by Buckling. *Procedia Engineering*. 2016. No 165. P. 1693–1704. DOI: 10.1016/j.proeng.2016.11.911.

[15] **Nikitchenko A., Artiukh V., Shevchenko D., Murgul V.** Modeling of Operation of Elastic-Frictional Draft Gear by NX Motion Software. *Procedia Engineering*. 2017. No 187. P. 790–796. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2017.04.441>

[16] **Kosenko S.A., Akimov S.S.** Performance characteristics of differentially quenched rails. *Magazine of Civil Engineering*. 2017. No 7(75). P. 94–105.

AUTHORS

ARTIUKH Viktor G. – *Peter the Great St. Petersburg polytechnic university*

E-mail: artiukh@mail.ru

NIKITCHENKO Andrei A. – *Research and development centre for transportation technology*

E-mail: anikita@i.ua

MAZUR Vladlen O. – *LLC «Saint-Petersburg electrotechnical company»*

E-mail: mazur@spbec.com

CHIGAREVA Irina N. – *Peter the Great St. Petersburg polytechnic university*

E-mail: ya.irina231182@yandex.ru

CHERNYSHEVA Nataliia V. – *Peter the Great St. Petersburg polytechnic university*

E-mail: chernat0000@mail.ru

Received: 12.02.2018