

Выводы:

1. Предложенная подкрановая конструкция имеет эксплуатационный ресурс в 4...6 раз выше чем используемые в промышленности стандартные подкрановые балки (сварные двутаврового сечения); показанный эффект достигается путем применения легированных шпилек и болтов с гарантированным натягом тарировочным ключом, что является предпосылкой для ликвидации концентрации напряжения (в т.ч. у опорного ребра).

2. Болтовые соединения является наиболее технологичными с точки зрения автоматизации сборки, что способствует повышению скорости создания подкрановых конструкций.

3. Появление усталостных трещин в зоне продольного поясного шва и ребра исключено.

4. Предлагается использовать высокоэффективные крановые рельсы (арочные, трапециевидальные и квадратного сечения), что существенно повышает технический ресурс подкрановых конструкций.

5. Использование приведенных разработок позволяют эксплуатировать подкрановые конструкции в зоне так называемой «неограниченной выносливости» [11].

6. Приведенные конструкции используются при выполнении курсовых проектов по дисциплинам «Металлические конструкции» и «Специальный курс металлических конструкций»; при написании дипломных работ студентами магистратуры и специалитета по направлениям «Строительство» и «Строительство уникальных зданий и сооружений».

Список литературы

1. Гарькин И.Н. Теоретические исследования составных неразрезных подкрановых балок // Региональная архитектура и строительство. – 2018. – № 2 (35). – С. 100-104.
2. Гарькин И. Н. Подкрановые конструкции на предприятиях Пензенской области: состояние, перспективы // Инженерно-строительный вестник Прикаспия.–2017. –№ 3 (21). – С. 20–24.
3. Сабуров В.Ф. Использование моделей упругого основания для анализа распределения локальных напряжений в стенке стальных составных балок // Вестник Южно-Уральского государственного университета. Серия: Строительство и архитектура. –2014. –№ 4. Т. 14. –С. 15-20
4. Гарькин И.Н., Гарькина И.А. Экспертиза промышленной безопасности: обследование зданий с крановыми нагрузками // Современные наукоемкие технологии. – № 5. – 2018 – С. 41-45.
5. Нежданов К.К., Гарькин И.Н. Исследование напряженного состояния неразрезной подкрановой балки // Региональная архитектура и строительство.– 2019 – №2.– С.142-149.
6. Нежданов К.К., Лаштанкин А.С., Гарькин И.Н Сборные подкрановые балки из прокатных профилей // Строительная механика и расчёт сооружений.–2013–№3 –С.69-75.
7. Лесовик Р.В., Клюев С.В., Клюев А.В. Оптимальное проектирование стержневых металлических конструкций // Вестник Белгородского государственного технологического университета им. В.Г. Шухова. – 2008. – № 3.– С. 6-9.
8. Нежданов К.К., Нежданов А.К., Курткезов Д.Х. Способ повышения ресурса подкрановой балки// Патент РФ 2527597 от 10.09.2014.
9. Нежданов К.К., Нежданов А.К., Гарькин И.Н. Экстремальное повышение моментов инерции рельсов при кручении // Строительная механика и расчет сооружений. –2011. – № 6 (239). – С. 30-31.
10. Нежданов К.К., Гарькин И.Н. Перспективные разработки в области конструирования подкрановых конструкций // Образование и наука в современном мире. Инновации. – 2018 –№2(15).–С.204-213
11. Туманов В.А. Повышение выносливости стальных подкрановых балок // Региональная архитектура и строительство. – 2012. –№ 1. – С. 75-82.

© К. К. Нежданов, И. Н. Гарькин

Ссылка для цитирования:

К. К. Нежданов, И. Н. Гарькин Конструирование эффективных подкрановых конструкций // Инженерно-строительный вестник Прикаспия : научно-технический журнал / Астраханский государственный архитектурно-строительный университет. Астрахань : ГАОУ АО ВО «АГАСУ», 2020. № 1 (31). С. 5–8.

УДК 624.078.465

ОПТИМАЛЬНОЕ УСИЛИЕ ПРЕДВАРИТЕЛЬНОГО НАПРЯЖЕНИЯ БОЛТОВ ВО ФЛАНЦЕВОМ СТЫКЕ

Н. Л. Тишков, А. Н. Степаненко, А. В. Белов

Тихоокеанский государственный университет, г. Хабаровск, Россия

В статье предложен прием определения величины предварительного напряжения болтов во фланцевых соединениях, необходимой для обеспечения нормальных условий его работы на всех стадиях. Работа предварительно напряженных болтов под действием внешней растягивающей нагрузки имеет некоторые особенности, внешняя растягивавшая нагрузка распределяется на две части, одна из этих частей уменьшает обжатие пакета фланцев, другая, догружает болт, увеличивая в нем усилие предварительного натяжения на эту величину. На основании анализа работы одноболтовых моделей фланцевых соединений с использованием ПК ЛИРА-САПР выполнен численный эксперимент, позволяющий определить величину усилия, на которую происходит догрузка болтов внешней нагрузкой. Построена и проанализирована номограмма усилий и деформаций в предварительно напряженном болте и пакете из фланцев фланцевого стыка. Определена предельная величина дополнительного усилия которое этот болт может воспринять в ходе эксплуатации и оптимальное усилие предварительного напряжения болтов во фланцевом стыке растянутого и изгибаемого элементов.

Ключевые слова: фланцевое соединение, болты, предварительное напряжение, оптимальное усилие, дополнительное усилие.

OPTIMAL FORCE OF THE PRELIMINARY TENSION OF BOLTS IN THE FLANGE JOINT

N. L. Tishkov, A. N. Stepanenko, A. V. Belov

Pacific National University, Khabarovsk, Russia

The article proposes a method for determining the magnitude of the prestressing of bolts in flange joints, which is necessary to ensure normal working conditions at all stages. The operation of pre-stressed bolts under the influence of an external tensile load has some features, the external tensile load is distributed into two parts, one of these parts reduces the compression of the flange package, the other loads the bolt, increasing the pre-tensioning force by its amount. Based on an analysis of the operation of single-bolt models of flange connections using LIRA-SAPR software, a numerical experiment was performed that allows one to determine the amount of force by which the bolts are loaded with an external load. A nomographic chart of forces and strains in a prestressed bolt and a package of flanges of a flange joint is constructed and analyzed. The limit value of the additional force that this bolt can absorb during operation, and the optimal force of the preliminary tension of the bolts in the flange joint of the stretched and bent elements are determined.

Keywords: *flange connections, additional force, bolts, optimal force, prestressing, stretched element.*

В современной практике строительства для возведения стальных каркасов гражданских и промышленных зданий широко применяются фланцевые соединения несущих элементов, достоинством которых является простота сборки элементов каркаса и превращение строительной площадки в монтажную. Расчет и проектирование фланцевых соединений на текущий момент достаточно хорошо изучены [1-6], однако вопросы связанные с величиной предварительного напряжения их болтов недостаточно освещены.

Для сохранения контакта фланцев в активной зоне работы болтовых соединений (для исключения возможного сдвига, представляющего собой предельное состояние 1-ой группы [7]) болты предварительно напрягаются контролируемым усилием N^{pn} и как правило натяжением “на пакет фланцев”.

Целью данной работы является обоснование оптимального усилия предварительного напряжения болтов во фланцевом стыке для сохранения нормальной работоспособности болтовых соединений на всех стадиях работы.

Обосновать величину усилия предварительного натяжения болта при допущении только линейно-упругой работы материала стержня болта (с линейной жесткостью при растяжении EA_b) и материала фланцев (с линейной жесткостью при сжатии в зоне их обжатия болтом EA_f), можно по номограмме на примере его начального натяжения “на упоры”. Номограмма усилий и деформаций в предварительно напряженном болте и пакете из фланцев фланцевого стыка приведена на рисунке 1.

На номограмме линией OA показана зависимость деформации болта (с длиной стержня l и его сечением A_b) до величины усилия N_b^o . При этом его стержень получает абсолютное удлинение

$$\Delta_b^o = \frac{N_b^o l}{E A_b}. \quad (1)$$

Если между головкой и гайкой растянутого болта без зазоров «вставить» пакет из фланцев (или из фланцев и шайб) и уменьшить до нуля силу, растягивающую болт, то он укорачиваясь (линия АВ, рис. 1) будет обжимать пакет фланцев (линия СВ, рис. 1) до тех пор, пока растягивающее усилие в болте (оно далее принимается

за усилие его предварительного напряжения N^{pn}) не станет равным максимальному усилию отпора (или обжатия) пакета фланцев N_f^{max} .

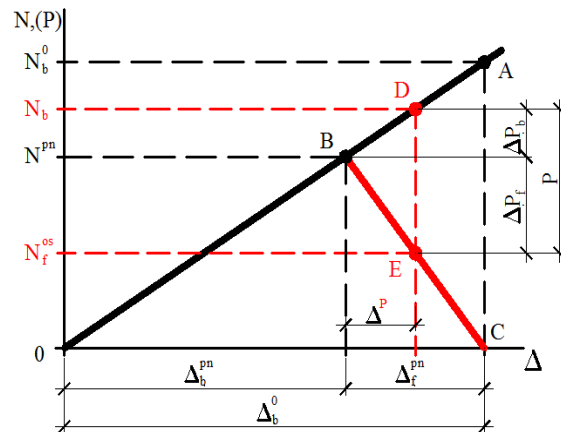


Рис. 1. Номограмма усилий и деформаций в предварительно напряженном болте и пакете из фланцев фланцевого стыка

Абсолютные удлинение болта и уменьшение толщины обжимаемой зоны пакета фланцев при этом соответственно будут равны:

$$\Delta_b^{pn} = \frac{N^{pn} l}{E A_b}, \quad (2)$$

$$\Delta_f^{pn} = \frac{N^{pn} l}{E A_f}, \quad (3)$$

а их сумма должна быть близка к удлинению стержня болта от растяжения его силой N_b^o (1):

$$\Delta_b^o = \Delta_b^{pn} + \Delta_f^{pn}. \quad (4)$$

Если пренебречь влиянием силовых деформаций стержня болта и толщины пакета на размер l , то из условия (4) можно получить оптимальную величину предварительного натяжения болта N^{pn} при известной (контролируемой, N_b^o) или задаваемой (например равной несущей способности болта на растяжение $[N]_{bt}$) величине начального (расчетного или предельного) усилия:

$$N^{pn} = \frac{N_b^o}{1 + n}, \quad (5)$$

где $n = \frac{A_b}{A_f}$ - отношение площади сечения стержня болта к условной средней площади

обжатой одним болтом зоны пакета фланцев, которое с учетом (2) и (3) может быть представлено условием $n = \frac{\Delta_f^{pn}}{\Delta_b^{pn}}$, в котором величина

на Δ_b^{pn} определяется по (2), а величина Δ_f^{pn} для фланцевых соединений с болтами диаметром $d_b = 20 \dots 36$ мм, толщиной пакетов фланцев $l = 40 \dots 72$ мм, диаметром отверстий в пакете $d_{от} = d_b + 3$ мм, наружным диаметром гайки и головки болта $S_b = 1,5d_b$, и наружным диаметром «обжатой» одним болтом зоны пакета фланцев, ориентировочно равной $D_{пак} = l + S_b$, определена численным экспериментом с использованием ПК ЛИРА-САПР.

В качестве расчетных моделей для проведения эксперимента применены одноболтовые фрагменты фланцевых соединений (рис. 2) с приведенными выше размерами.

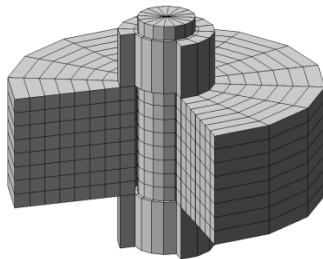


Рис. 2. Модель одноболтового фланцевого соединения

Стержни болтов в расчетных моделях собраны из 6-ти узловых объемных конечных элементов КЭ-33, гайки и головки болтов, а также пакеты фланцев из 8-ми узловых объемных конечных элементов КЭ-36 с постоянными (одинаковыми) во всех направлениях параметрами упругости: модулем упругости материала $E = 2 \cdot 10^4$ кН/см², коэффициентом Пуассона $\nu = 0,3$. Контакт головки болта и гайки с поверхностями фланцев в моделях осуществлен специальными (связевыми) двух узловыми конечными элементами КЭ-55, предназначенных для моделирования линейной и угловой податливости связи между смежными узлами относительно осей X, Y, Z, при этом узлы между которыми моделируется податливость, могут иметь одинаковые координаты.

Для упрощения вычислений деформаций болта и пакета поверхности гайки и головки болта, контактируемые с фланцами, представлены недеформируемыми из своей плоскости (путем объединения перемещений их узлов по направлению оси болта). Усилие предварительного напряжения в рабочей части стержня болта в моделях «создавалось» его линейным охлаждением по направлению оси болта.

О сложности картины деформаций обжатия пакета фланцев предварительно напряженным

болтом и изменением сжимающих напряжений в нем можно судить по рисунку 3.

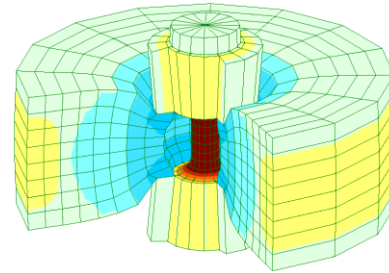


Рис. 3. Деформированная модель с изополями сжимающих напряжений одноболтового фланцевого соединения

По результатам численного эксперимента получена дробно-степенная регрессия [8], которую (после некоторых упрощений) можно рекомендовать для определения отношения площади сечения стержня болта к условной средней площади обжатой зоны одним болтом для фланцевых соединений растянутых и изгибаемых строительных конструкций для болтов диаметром 20...36 мм при толщине пакета фланцев 40...72 мм:

$$n = 0,389 \sqrt{\frac{d_b}{l}}. \quad (6)$$

Для фланцевых стыков растянутых элементов, в которых отсутствует поперечное усилие, с предлагаемыми диаметрами болтов по ГОСТ Р 52645-2006 и толщинами пакетов фланцев коэффициент n изменяется в пределах от 0,21 до 0,36. Это значит, что оптимальное усилие предварительного напряжения болтов этих стыков колеблется в пределах $N^{pn} = (0,82 \dots 0,77) N_b^o$ и меньше рекомендованного в [9, 10].

При нагружении предварительно напряженного болта внешним (эксплуатационным) усилием P , последнее распределяется на две части. Одна из этих частей ΔP_f (обычно большая) уменьшает обжатие (отпор) пакета фланцев (линия BE, рис. 1), другая ΔP_b , догружает болт, увеличивая в нем усилие предварительного натяжения на эту величину (линия BD, рис. 1).

Из условия равенства деформаций предварительно напряженного болта и обжатой болтом зоны пакета, полученных при произвольной внешней растягивающей силе P (при $0 \leq P \leq N_b^o$), получим

$$\Delta^P = \frac{\Delta P_b l}{E A_b} = \frac{(P - \Delta P_b) l}{E A_f} \quad (7)$$

и величину части внешнего усилия, догружающую уже напряженный болт

$$\Delta P_b = P \frac{n}{1+n}. \quad (8)$$

Т.е. при действии на преднапряженный болт внешнего (дополнительного) усилия P в нем увеличивается усилие только на часть последнего (на ΔP_b).

Расчетное усилие в предварительно напряженном болте растянутого фланцевого стыка равно

$$N_b = N^{pn} + P \frac{n}{1+n} \quad (9)$$

Если допустить начальное натяжение болта N_b^o , равным его несущей способности на растяжение $[N]_{br}$, то предварительное напряжение в нем будет равно

$$N_{opt}^{pn} = \frac{[N]_{br}}{1+n} \quad (10)$$

а болт при этом может воспринять внешнее дополнительное усилие (при предельном усилии в нем $N = [N]_{br}$), равное

$$P = [N]_{br} \frac{1+n}{n} - \frac{[N]_{br}}{1+n} \frac{1+n}{n} = [N]_{br} \quad (11)$$

При величине предварительного напряжения болта, принятой по п. 12.3.2 [9] и равной $N^{pn} = 0,9[N]_{br}$ (близкой к несущей способности болта), болт может воспринять дополнительное усилие величиной до

$$P = [N]_{br} \frac{1+n}{n} - \frac{0,9[N]_{br}}{1+n} \frac{1+n}{n} = (1 - \frac{0,9}{10n})[N]_{br} \approx (0,52...0,71)[N]_{br} \quad (12)$$

что существенно меньше, чем при $N^{pn} = N_{opt}^{pn}$.

Выводы: Для обеспечения нормальной работы фланцевых соединений во избежание потери несущей способности болта и исключения возможности сдвига соединения, при расчете фланцевых соединений растянутых и изгибаемых строительных конструкций можно рекомендовать величину предварительного натяжения болтов диаметром от 20 до 36 мм и толщиной пакета фланцев соединения от 40 до 72 мм, определяемую по (10) с учетом (6).

Список литературы

1. Сон, М.П. Фланцевые соединения в строительных конструкциях / М.П. Сон. – Текст: непосредственный // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Прикладная экология. Урбанистика. – 2018. – № 1. – С. 125-136.
2. Вдовенко, Н.В. К вопросу об определении предельной несущей способности болтов во фланцевых соединениях изгибаемых конструкций / Н.В. Вдовенко // Международный научно-исследовательский журнал. – 2017. – № 5-3 (59). С. 23-28.
3. Сон, М.П. Математическое моделирование фланцевых соединений в программном комплексе ANSYS / М.П. Сон, С.А. Савич, А.Д. Землянухин и др. // Международный научно-исследовательский журнал. – 2017. – № 6-3 (60). – С. 164-167.
4. Марутян, А.С. Фланцевые соединения металлических конструкций / А.С. Марутян, П.С. Чернов // Современная наука и инновации. Северо-Кавказский федеральный университет. – 2015. – №1(9). – С.70-79
5. Couchaucha, M. Bolted circular flange connections under static bending moment and axial force / M. Couchaucha, M. Hijaia, I. Ryanb, A. Bureaub // Journal of Constructional Steel Research. – June 2019. – P. 314-336.
6. Li, B. Research on Load Distribution Characteristics for Web-flange Splice Structures / B. Li, Y. Zhao, J. Liu // China Mechanical Engineering. – 2019. – № 30(9). – P. 1041-1048.
7. ГОСТ 27757-2014. Надежность строительных конструкций и оснований. Основные положения = Reliability for constructions and foundations. General principles : национальный стандарт Российской Федерации : утвержден и введен в действие Приказом Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии от 11 декабря 2014 г. N 1974-ст : введен впервые. – Введен 2015-07-01. – Москва : Стандартиформ, 2015. – 23 с.
8. Экспериментальное определение местной жесткости пакета фланцев напрягаемым болтом / Д.М. Вольная, В.С. Золотарев, А.Н. Степаненко // Дальний Восток: проблемы развития архитектурно-строительного и дорожно-транспортного комплекса: материалы Международной научно-практической конференции. – Хабаровск : Изд-во Тихоокеан. гос. ун-та, 2019. – Вып. 19. – С. 41-45.
9. СП 294.1325800.2017. Конструкции стальные. Правила проектирования = The construction of steel. Design rules : национальный стандарт Российской Федерации : издание официальное : утвержден приказом Министерства строительства и жилищно-коммунального хозяйства Российской Федерации от 31 мая 2017 г. N 828/пр. – Введен 2017-12-01. – Москва : Стандартиформ, 2017. – 167 с.
10. Рекомендации по расчету, проектированию, изготовлению и монтажу фланцевых соединений стальных строительных конструкций: утвержден 14.09.1988 ЦНИИПСК им Мельникова 13.09.1988, ВНИПИ Промстальконструкция Минмонтажспецстроя СССР. – Введен 1988-09-13. – Москва : ЦБНТИ Минмонтажспецстроя 1989. – 54 с.

© Н. Л. Тишков, А. Н. Степаненко, А. В. Белов

Ссылка для цитирования:

Н. Л. Тишков, А. Н. Степаненко, А. В. Белов Оптимальное усилие предварительного напряжения болтов во фланцевом стыке // Инженерно-строительный вестник Прикаспия : научно-технический журнал / Астраханский государственный архитектурно-строительный университет. Астрахань : ГАОУ АО ВО «АГАСУ», 2020. № 1 (31). С. 8–11.

УДК 622.691.5

ИССЛЕДОВАНИЕ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПРОПУСКНОЙ СПОСОБНОСТИ РЕГУЛЯТОРОВ ДАВЛЕНИЯ ГАЗА

А. С. Мясников, Т. В. Ефремова

Частное профессиональное образовательное учреждение

«Газпром колледж Волгоград» (г. Волгоград, Россия)

Институт архитектуры и строительства

Волгоградского государственного технического университета, г. Волгоград, Россия