

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСЕВОЙ СИЛЫ В КРЕПЕЖНЫХ ДЕТАЛЯХ, ВОЗНИКАЮЩЕЙ ПРИ ИХ МОМЕНТНОЙ ЗАТЯЖКЕ

Г. В. Божко¹, М. С. Фокина², Ж. Д. Нконди¹, А. М. Шагин¹, А. П. Баскаков¹

*Кафедра «Процессы и аппараты химической технологии» (1);
Центр проектной деятельности (2), hitema@npp-htm.ru;
ФГАОУ ВО «Московский политехнический университет», Москва, Россия*

Ключевые слова: аналитическая зависимость; болт; динамометрический ключ; затяжка; крепежная деталь; момент усилия затяжки; осевая сила; резьба; тензодатчик; трение; фланец; экспериментальная зависимость.

Аннотация: Проанализированы результаты экспериментальной проверки аналитических выражений для определения осевой силы, возникающей в крепежной детали при затяжке ее крутящим моментом с помощью аттестованного динамометрического ключа. Представлены аналитические расчеты усилия в крепежных деталях по известным выражениям для болтов М12×1,75, М16×6 и М20×2,5 с построением графической зависимости усилия в стержне болта от момента затяжки и экспериментальные исследования той же зависимости на экспериментальной модели фланцевого соединения с использованием тензодатчиков, приклеенных к стержню болта. Приведены экспериментальная зависимость усилия от момента затяжки и выражение для его определения. Из анализа сравнения аналитических и экспериментальных выражений следует, что действительная нагрузка на болт меньше ее аналитического значения, что необходимо учитывать в расчетах.

Введение

В настоящее время большинство разъемных соединений оборудования химической и других отраслей промышленности затягивается крепежными резьбовыми деталями. Чтобы соединение было герметичным, особенно при работе оборудования под давлением, необходимо при его сборке создать определенное усилие в крепежных деталях. Наиболее широкое применение получили затяжки приложением крутящего момента к гайке и осевым растяжением стержня болта [1].

В статье проанализированы результаты экспериментальной проверки аналитических выражений для определения осевой силы, возникающей в крепежной детали при затяжке ее крутящим моментом с помощью аттестованного динамометрического ключа рычажного типа. Данный способ затяжки является наиболее простым и поэтому наиболее распространенным, но имеет недостаток – участие сил трения в силовом равновесии гайки, что существенно снижает его эффективность. Только около 10 % всей затрачиваемой на затяжку соединения работы является полезной – используется на создание осевой силы, до 50 % теряется на преодоление сил трения на торце гайки и до 40 % – на преодоление сил трения в резьбе [2].

Экспериментальная проверка аналитических выражений

Момент, приложенный к гайке при ее затяжке [3],

$$M = M_T + M_P, \quad (1)$$

где M_T – момент сил трения на торце гайки, Н·м; M_P – крутящий момент, действующий на стержень болта (шпильки) при затяжке, Н·м:

$$M_T = \frac{Q_{31} f_m (D_1^3 - d_0^3)}{3(D_1^2 - d_0^2)} = Q_{31} A; \quad (2)$$

$$M_P = \frac{Q_{31} d_2 \left[f_p + \frac{p}{\pi d^2} \right]}{2 \left[1 - \frac{f_p p}{\pi d^2} \right]} = Q_{31} B, \quad (3)$$

здесь Q_{31} – осевая сила, возникающая в стержне болта при затяжке, кН; D_1 – внешний диаметр опорного торца гайки, м; d_0 – диаметр отверстия под болт, м; d_2 – средний диаметр резьбы болта, м; p – шаг резьбы, м; f_T, f_P – коэффициенты трения соответственно на торце гайки и в резьбе. Значения коэффициентов трения f_T и f_P зависят от многих факторов: материала резьбовой пары, усилия затяжки, ее повторности, скорости завинчивания, вида покрытия резьбы и условия ее смазки, и определяются в диапазонах $f_T = 0,14 \dots 0,24$; $f_P = 0,32 \dots 0,52$ [4].

Используя выражения (2) и (3), получим:

$$M = Q_{31}(A + B); \quad Q_{31} = \frac{M}{A + B}. \quad (4)$$

Подставляя данные для трех болтов М12×1,75, М16×2, М20×2,5 значения $f_T = 0,19$, $f_P = 0,42$ и величину выбранных моментов в выражения (2) – (4), получим аналитические величины усилия в болте Q_{31} (табл. 1).

На рисунке 1 представлены аналитические зависимости усилия в болтах от момента затяжки. Под действием момента M в стержне болта возникают дополнительные касательные напряжения, напряжения кручения и т.д. На практике для обеспечения прочности соединения увеличивают диаметр стержня болта. Особенно нежелательно создание крутящего момента ударной нагрузкой на рычаг ключа [5]. В таком случае достигается значительная сила затяжки. Однако данный способ приводит к возникновению дополнительных напряжений от прогиба стержня болта.

Таблица 1

Результаты расчетов по выражениям (4)

Болт	D_1	d_0	d_2	p	$(A + B) 10^3, \text{ м}$	$Q_{31}, \text{ кН}$
	мм					
М12×1,75	17,1	14	11,513	1,75	4,226	0,24М
М16×2	22,8	18	14,700	2,00	5,480	0,18М
М20×2,5	28,5	22	18,376	2,50	6,750	0,14М

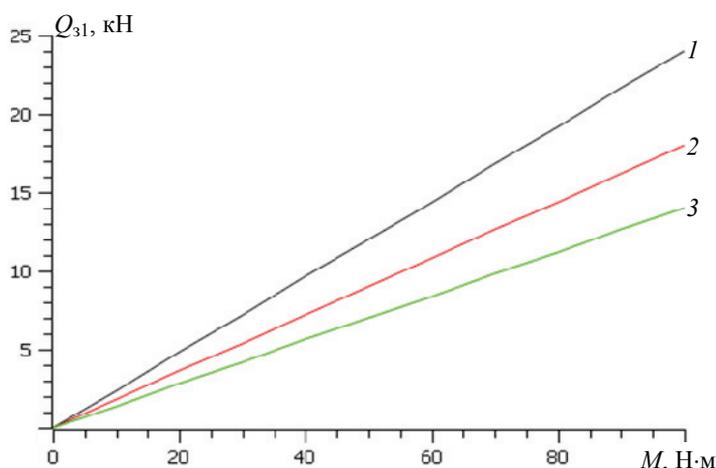


Рис. 1. Аналитическая зависимость осевой силы Q_{31} от момента для затяжки болтов:
 1 – M12 $Q_{31} = 0,24M$; 2 – M16 $Q_{31} = 0,18M$; 3 – M16 $Q_{31} = 0,14M$

В представленных выражениях (2) и (3) не учитываются дополнительные деформации, возникающие в стержне крепежного элемента в процессе его затяжки, на которые также расходуется момент затяжки, уменьшая при этом осевую силу в болте. Кроме того, неправильно выбранные коэффициенты трения также влияют на определение осевой силы, необходимой для создания герметичности разъёмного соединения.

Для проведения ряда экспериментов по исследованию новых видов уплотнений для оборудования нефтехимических производств необходимо точно знать значение осевого усилия, возникающего в крепежном элементе при затяжке его динамометрическим ключом. Проведены экспериментальные исследования по определению действительной осевой силы, возникающей в стержне болта при затяжке фланцевого соединения динамометрическим ключом.

Физическая модель состоит из стальных втулок нижней 1 и верхней 2, контактирующих по поверхности 4, имитирующих фланцы, болта 3 с тензодатчиками 5 (рис. 2). Втулки изготовлены из стали 45, наружный диаметр втулок – 60 мм, внутренний – 40 мм. Втулки стягиваются болтом M16×2. На стержень болта наклеены три тензодатчика под углом 120° с их последовательным соединением. Внутри болта сделано отверстие $d = 3$ мм для выхода проводов тензодатчиков к тензостанции, усилителю сигнала и компьютеру (на рисунке не показаны).

Для проведения эксперимента тензодатчики тарировались, для чего создана установка, представленная на рис. 3.

Тарировка тензодатчиков является процессом определения соотношения между физическими величинами, измеряемыми тензодатчиками (например, деформация стержня, для определения усилия) и преобразуемыми в соответствующий электрический сигнал, который они генерируют. Данный процесс необходим для корректного преобразования измеренных значений тензодатчика в физическую величину.

Установка работает следующим образом: насос высокого давления 6 подает жидкость (масло) в гидроцилиндр 4 под давлением, необходимым для создания механической нагрузки на болт 3 (см. рис. 3). Поршень 1 под давлением масла перемещается, создавая требуемую осевую нагрузку на болт, деформацию которого фиксируют тензодатчики с помощью цифр.

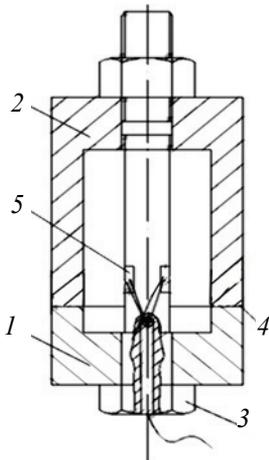


Рис. 2. Модель для исследования

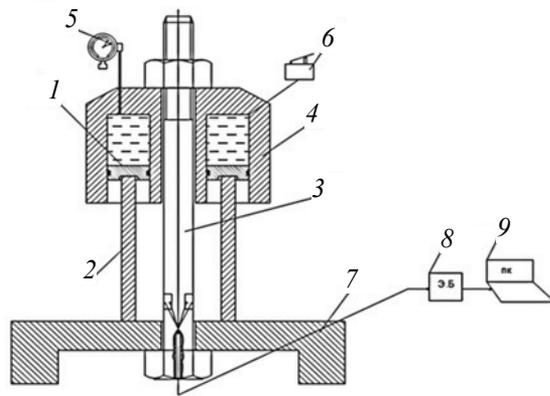


Рис. 3. Схема установки для тарировки тензодатчиков:

1 – поршень; 2 – силовая втулка; 3 – болт; 4 – гидроцилиндр; 5 – манометр; 6 – насос высокого давления; 7 – опорная плита; 8 – электронный блок управления; 9 – компьютер с контрольно-измерительным программным обеспечением

Электронный блок 8 управления контролирует работу установки и обработку данных с тензодатчиков. Компьютер 9 с контрольно-измерительным программным обеспечением используется для сбора и анализа данных, полученных от электронного блока, и построения кривой тарировки.

При известной площади поршня определялась осевая сила на болт Q_6 , Н:

$$Q_6 = 0,785Pf(D^2 - d^2), \quad (5)$$

где P – давление (показание образцового манометра, который используется для измерения давления в гидроцилиндре и контроля создаваемых механических нагрузок), Н/м^2 ; D и d – внешний и внутренний диаметры поршня соответственно, м; f – коэффициент, учитывающий потери усилия на трение в уплотнениях поршня.

При проведении экспериментов болт 3 предварительно вручную затягивался до полного контакта сопрягаемых поверхностей, фиксировались нулевые показания тензодатчиков. При тарировке ступенчато создавалась нагрузка на болт, и на каждой ступени фиксировались показания тензодатчиков, из которых вычитались нулевые значения. Таким образом, получали зависимость $Q_6 = f(n)$, где n – показания тензодатчиков. На рисунке 4 в качестве примера представлена тарировочная кривая болта М16×2.

Такая же тарировка тензодатчиков проведена для болтов М12×1,75 и М20×2,5 той же прочности материала, класс болтов – 10,9. Используя модель фланцевого соединения (см. рис. 2), проведены эксперименты по получению экспериментальной зависимости усилия в крепежных элементах М12, М16 и М20 от создаваемого момента затяжки с помощью динамометрического ключа – $Q_3 = f(M)$. Для этого собиралась экспериментальная модель с одним из указанных болтов. Соединение затягивалось вручную до полного контакта всех соединяемых деталей. Датчики соединялись с компьютером через электронные блоки, и записывались нулевые показания тензодатчиков.

Далее ступенчато проводилось нагружение болта с помощью динамометрического ключа. На каждой ступени фиксировались показания момента на ключе и тензодатчиков за минусом нулевого значения, по которым с помощью тарировочной кривой (см. рис. 4) определялась осевая сила в болтах.

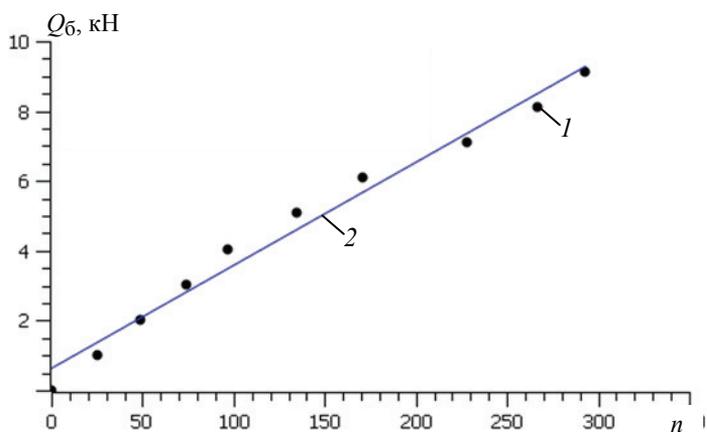


Рис. 4. Тарировочная кривая нагружения болта М16×2:
 1 – показания тензодатчика n ;
 2 – линейная аппроксимация $Q = 0,0295n + 0,6$

На рисунке 5 в качестве примера представлены результаты экспериментов в сравнении с аналитическими данными для болта М16×2. Полученные аналитические и экспериментальные зависимости $Q_3 = f(M)$ описываются выражениями, представленными в табл. 2.

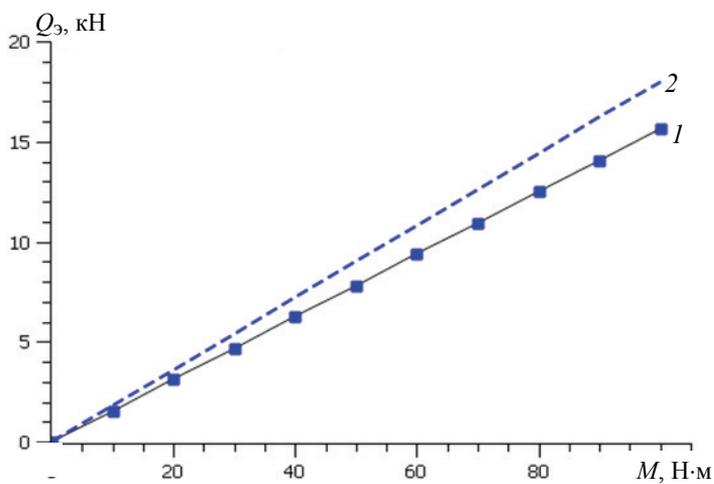


Рис. 5. Сравнение аналитических (1) и экспериментальных (2) данных для болта М16×2,5

Таблица 2

Аналитические и экспериментальные выражения зависимости $Q_3 = f(M)$

Болт	Осевая сила, кН	
	$Q_a = Q_{31}$	Q_3
М12×1,75	$0,24M$	$0,1773M$
М16×2	$0,18M$	$0,1563M$
М20×2,5	$0,14M$	$0,1305M$

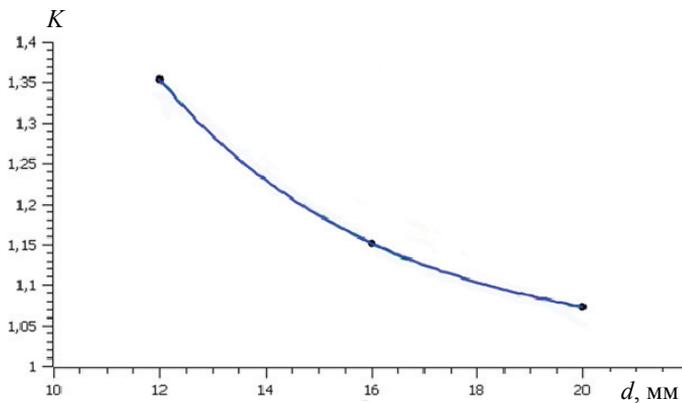


Рис. 6. Зависимость соотношения K от диаметра болта

Заключение

Анализ полученных данных сводится к сравнению аналитических и экспериментальных данных зависимостей усилия, возникающего в болте, от момента его затяжки. Из анализа следует, что экспериментальные значения усилия Q_3 в стержне болта ниже аналитических Q_a при одной величине момента его затяжки, что следует из уменьшения угла наклона экспериментальных кривых для всех болтов, подвергнутых испытаниям. Приведем соотношения тангенсов угла наклона K аналитических и экспериментальных кривых для болтов:

- M12×1,75 $K = 1,36$;
- M16×2 $K = 1,15$;
- M20×2,5 $K = 1,07$.

Следовательно, для определения действительного усилия в стержне болта Q_d от момента его затяжки аналитическим путем необходимо полученное значение разделить на соотношение K

$$Q_d = \frac{Q_a}{K}.$$

Соотношение K неодинаково для всех болтов и зависит от их диаметров. На рисунке 6 представлена зависимость значения соотношения K от диаметра болта, из которой следует, что с увеличением диаметра болта отношение значений аналитических и экспериментальных данных уменьшается, асимптотически приближаясь к единице. Кривая на рис. 6 описывается выражением

$$K = 1,89e^{-0,029d},$$

где d – диаметр болта, мм.

Список литературы

1. Продан, В. Д. Техника герметизации разъемных неподвижных соединений / В. Д. Продан. – М. : Машиностроение, 1991. – 160 с.
2. Продан, В. Д. Герметичность оборудования : учеб. пособие / А. Д. Продан, Г. В. Божко. – М. : Ун-т Машиностроения, 2014. – 108 с.
3. Биргер, И. А. Расчет на прочность деталей машин : справочник / И. А. Биргер, Б. Ф. Шорр, Г. Б. Иосилевич. – 4-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1993. – 640 с.

4. Якушев, А. И. Повышение прочности и надежности резьбовых соединений / А. И. Якушев, Р. Х. Мустаев, Р. Р. Мавлютов. – М. : Машиностроение, 1979. – 215 с.

5. Гельфанд, М. Л. Сборка резьбовых соединений / М. Л. Гельфанд, Я. И. Циценюк, О. К. Кузнецов. – М. : Машиностроение, 1978. – 109 с.

Experimental Determination of the Axial Force in Fastening Parts Arising upon their Torque Tightening

G. V. Bozhko¹, M. S. Fokina², J. D. Nkondi¹, A. M. Shchagin¹, A. P. Baskakov¹

*Department of Processes and Apparatus of Chemical Technology (1);
Project Activity Center (2), hitema@npp-htm.ru;
Moscow Polytechnic University, Moscow, Russia*

Keywords: analytical dependence; bolt; torque wrench; puff; fastener; tightening torque; axial force; thread; strain gauge; friction; flange; experimental dependence.

Abstract: The results of an experimental verification of analytical expressions for determining the axial force arising in a fastener when tightening it with torque using a certified torque wrench are analyzed. Analytical calculations of the force in fasteners are presented using known expressions for bolts M12×1.75, M16×6 and M20×2.5 with the construction of a graphical dependence of the force in the bolt rod on the tightening torque and experimental studies of the same dependence, on experimental model of a flange connection using strain gauges glued to the bolt rod. The experimental dependence of the force on the tightening torque and the expression for its determination are given. From the analysis comparing analytical and experimental expressions it follows that the actual load on the bolt is less than its analytical value, which must be taken into account in the calculations.

References

1. Prodan V.D. *Tekhnika germetizatsii raz'yemnykh nepodvizhnykh soyedineniy* [Sealing technique of detachable fixed joints], Moscow: Mashinostroyeniye, 1991, 160 p. (In Russ.)

2. Prodan A.D., Bozhko G.V. *Germetichnost' oborudovaniya: ucheb. posobiye* [Tightness of equipment: textbook. allowance], Moscow: Universitet Mashinostroyeniya, 2014, 108 p. (In Russ.)

3. Birger I.A., Shorr B.F., Iosilevich G.B. *Raschet na prochnost' detaley mashin : spravochnik* [Calculation of the strength of machine parts: reference book], Moscow: Mashinostroyeniye, 1993, 640 p. (In Russ.)

4. Yakushev A.I., Mustaev R.H., Mavlyutov R.R. *Povysheniye prochnosti i nadezhnosti rez'bovykh soyedineniy* [Increasing the strength and reliability of threaded connections], Moscow: Mashinostroyeniye, 1979, 215 p. (In Russ.)

5. Gelfand M.L., Tsitsenyuk Ya.I., Kuznetsov O.K. *Sborka rez'bovykh soyedineniy* [Assembly of threaded connections], Moscow: Mashinostroyeniye, 1978, 109 p. (In Russ.)

Experimentelle Bestimmung der Axialkraft in Verbindungselementen, die beim Anzugsdrehmoment entstehen

Zusammenfassung: Die Ergebnisse der experimentellen Überprüfung der analytischen Ausdrücke für die Bestimmung der Axialkraft, die in einem Verbindungselement entsteht, wenn es mit einem Drehmoment unter Verwendung des zertifizierten Drehmomentschlüssels angezogen wird, sind ausgewertet. Es sind analytische Berechnungen der Kraft in Verbindungselementen gemäß den bekannten Ausdrücken für Schrauben M12×1,75, M16×6 und M20×2,5 mit der Konstruktion der grafischen Abhängigkeit der Kraft in der Schraubenstange vom Anzugsdrehmoment und experimentelle Untersuchungen der gleichen Abhängigkeit am Versuchsmodell der Flanschverbindung unter Verwendung von auf die Schraubenstange geklebten Dehnungsmessstreifen vorgestellt. Die experimentelle Abhängigkeit der Kraft vom Anzugsmoment und der Ausdruck für ihre Bestimmung sind angegeben. Aus dem Vergleich der analytischen und experimentellen Ausdrücke ergibt sich, dass die tatsächliche Belastung der Schraube geringer ist als ihr analytischer Wert, was bei den Berechnungen berücksichtigt werden soll.

Détermination expérimentale de la force axiale dans les pièces de fixation survenant lors de leur serrage au couple

Résumé: Sont analysés les résultats d'un test expérimental d'expressions analytiques pour déterminer la force axiale apparaissant dans une fixation lorsqu'elle est serrée au couple à l'aide d'une clé dynamométrique certifiée. Sont présentés les calculs analytiques de la force dans les fixations utilisant des expressions connues pour les boulons M12×1,75, M16×6 et M20×2,5 avec la construction d'une dépendance graphique de la force dans la tige du boulon sur le couple de serrage et des études expérimentales de la même dépendance sur un modèle expérimental d'assemblage à bride utilisant des jauges de contrainte collées sur l'arbre du boulon. Sont données la dépendance expérimentale de la force sur le couple de serrage et l'expression pour sa détermination. De l'analyse et de la comparaison des expressions analytiques et expérimentales, il s'ensuit que la charge réelle sur le boulon est inférieure à sa valeur analytique ce qui doit être prise en compte dans les calculs.

Авторы: *Божко Григорий Вячеславович* – доктор технических наук, профессор кафедры «Процессы и аппараты химической технологии»; *Фокина Мария Сергеевна* – кандидат технических наук, доцент, Центр проектной деятельности; *Нконди Жоспин Диасонама* – аспирант кафедры «Процессы и аппараты химической технологии»; *Щагин Александр Михайлович* – магистрант; *Баскаков Антон Павлович* – студент, ФГАОУ ВО «Московский политехнический университет», Москва, Россия.

ДЛЯ ЗАМЕТОК