

## **Проектування сучасних технологічних систем і комплексів механічного оброблення матеріалів та складання вузлів**

УДК 621.883

### **АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ СТЕПЕНИ ДЕФОРМАЦИИ ОБОЛОЧКИ ФРИКЦИОННОГО ОГРАНИЧИТЕЛЯ МОМЕНТА ЗАТЯЖКИ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ НА ЕГО РАБОТОСПОСОБНОСТЬ**

**Водолазская Н.В., Искрицкий В.М., Водолазская Е.Г., Овчаренко В.А.**  
(ДонНТУ, ДГМА, г. Донецк, г. Краматорск, Украина)

#### **Введение**

Согласно техническим условиям, сборка резьбовых соединений большинства изделий машиностроения должна производиться нормированным крутящим моментом с последующим контролем по этому параметру. При ударной затяжке контроль момента в резьбовом соединении связан с определёнными трудностями, вызванными прерывистым характером нагружения элементов резьбового соединения и ударного гайковерта. В этом случае значение момента затяжки обусловлено энергетическими параметрами и числом ударов гайковерта (для редкоударных гайковертов), геометрическими размерами крепёжной детали, упруго-пластическими характеристиками элементов гайковерта и резьбового соединения, соотношением моментов трения в резьбе и на торце гайки [1, 2]. Для наиболее часто встречающегося в практике случая превышения момента  $M_p$  трения в резьбе над моментом  $M_m$  трения на торце гайки при каждом ударе гайковерта нагрузка на шпиндель возрастает от нуля до момента  $M_{кл}$  затяжки резьбового соединения, на стержень болта – от момента  $M_{m(i-1)}$  трения на торце гайки в предыдущем ударе до момента трения  $M_{pi}$  в резьбе при текущем ударе. Предыдущие исследования [1, 3, 4] показали, что развиваемый гайковертом момент стремится к своему предельному значению:

$$M_{np} = \sqrt{2A_e \cdot K_{np}} \quad (1)$$

где  $A_e$  – энергия единичного удара гайковерта;

$K_{np}$  – приведенная крутильная жесткость системы «гайковерт-резьбовое соединение».

Из этой зависимости следует возможность использования различных вариантов регулирования и ограничения момента ударной затяжки по величине предельного момента  $M_{np}$ .

В настоящее время при разработке и проектировании ударных гайковертов существует проблема выбора наиболее рационального способа контроля момента затяжки резьбовых соединений с применением ограничителей крутящего момента.

С целью решения этой проблемы был проведен анализ устройств для контроля ударной затяжки резьбовых соединений с применением ограничителей крутящего момента.

#### **Основное содержание работы**

В качестве ограничителей момента могут быть использованы дополнительные элементы в виде упругих стержней определенной крутильной жесткости (торсионны), которые вводят в систему «гайковерт - резьбовое соединение» между шпинделем гайковерта и гайкой.

Сущность данного способа ограничения момента заключается в том, что в процессе ударной затяжки упругие элементы системы (шпиндель, болт и др.) частично поглощают энергию единичного удара гайковерта. Вводимый в систему торсион играет роль упругого поглотителя энергии. При этом приведенная крутильная жесткость системы определяется из соотношения:

$$\frac{1}{K_{np}} = \frac{1}{K_{ш}} + \frac{1}{K_B} + \frac{1}{K_T} \cdot \frac{(k_p^2 - k_m^2)}{(k_p + k_m)^2}, \quad (2)$$

где  $K_{ш}$ ,  $K_B$ ,  $K_T$  - крутильные жесткости шпинделя, болта и торсиона соответственно;

$k_p$ ,  $k_m$  – приведенные коэффициенты трения в резьбе и на торце гайки.

Согласно существующей методике [4, 5], расчет параметров торсионов начинают с определения по заданному моменту  $M_{зам} = M_{np}$  и известной энергии единичного удара  $A_e$  величины  $K_{np}$ , применяя для этого формулу (2). Затем из зависимости (1) рассчитывают крутильную жесткость  $K_T$  торсиона. Диаметр  $d_T$  торсиона находят из условия прочности по следующей зависимости:

$$d_T = \sqrt[3]{\frac{M_{np}}{0.2[\tau]}}, \quad (3)$$

где  $\tau$  - допускаемое напряжение на кручение.

А затем по формуле крутильной жесткости упругого элемента круглого сечения определяют необходимую длину  $l_T$  торсиона:

$$l_T = \frac{GJ}{K_T}, \quad (4)$$

где  $G$  – модуль упругости второго рода;

$J = 0,1 d^4$  – полярный момент инерции упругого элемента.

Следует отметить, что для резьбовых деталей большого размера продольные габариты торсионов довольно значительные и, как показывают расчеты, составляют 0,3...0,5 м [5].

К преимуществам контроля момента затяжки с помощью торсионов следует отнести то, что, используя торсионы разной крутильной жесткости, можно получать соответствующие предельные моменты на одном и том же гайковерте. Однако эти торсионы невозможно использовать в широком диапазоне резьбовых соединений, потому, что каждый торсион пригоден лишь для конкретного типа резьбового соединения. Кроме того, применение торсиона увеличивает необходимое количество ударов гайковерта почти в три раза, например, для М30 количество ударов без применения торсионов и с торсионами составляет соответственно 11 и 33, для М64-31 и 68.

Наряду с торсионами для контроля ударной затяжки резьбовых соединений могут применяться фрикционные ограничители крутящего момента [6], пример конструкции одного из которых представлен на рис. 1. Рассматриваемый ограничитель посредством гидрозажима сцепляет шпиндель 1 гайковерта с переходным ключом 2, имеющим шестигранное отверстие 3 для гайки. Кольцевая диафрагма 4 гидрозажима жестко скреплена с осевым цилиндрическим отверстием ключа 2, образуя герметичную камеру

5, соединенную с помощью канала 6 со ступенчатым радиальным отверстием, в котором размещается поршень 7 и резьбовая пробка 8. Кольцевая диафрагма 4 охватывает с минимальным зазором цилиндрическую вставку 9 с призматическим осевым отверстием 10 для соединения со шпинделем гайковерта.

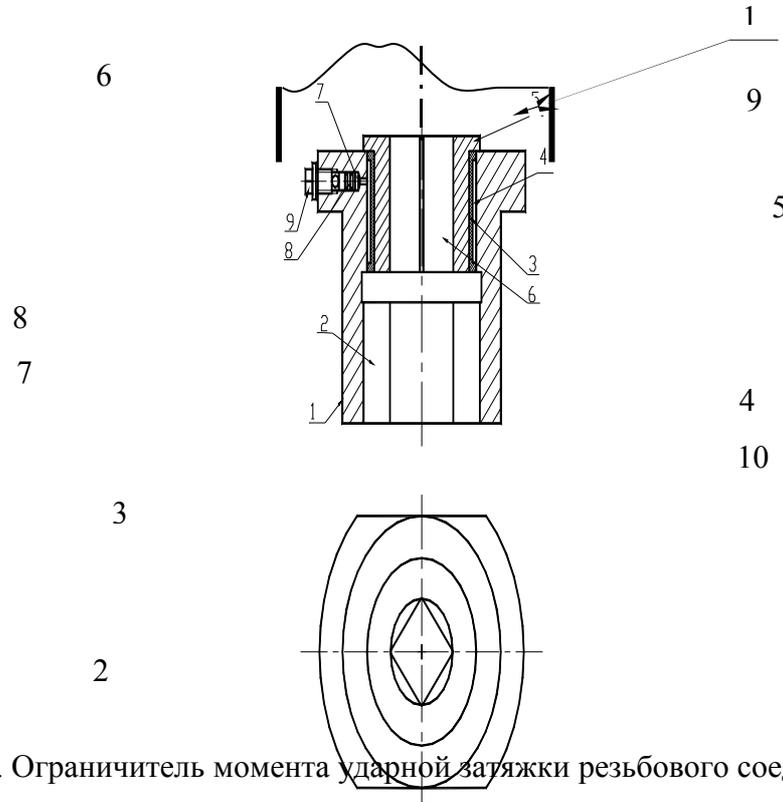


Рис. 1. Ограничитель момента ударной затяжки резьбового соединения

Такой ограничитель обеспечивает передачу в резьбовое соединение ударных импульсов с энергией  $A_{\text{ед}}$  до тех пор, пока момент сопротивления повороту гайки не достигнет граничного момента  $M_{\text{гр}}$  трения между поверхностями кольцевой диафрагмы 3 и цилиндрической вставки 8. Этот граничный момент должен быть равен требуемому моменту затяжки данного резьбового соединения. Создание такого момента осуществляется при настройке ограничителя путем перемещения с помощью резьбовой пробки 7 поршня 6, в результате чего начальный объем  $V_0$  жидкости в герметичной камере 4 уменьшится на величину:

$$\Delta V = 0,125d_{\text{п}}\varphi S, \quad (5)$$

где  $d_{\text{п}}$  – диаметр поршня ,

$S$  – шаг резьбы,

$\varphi$  - угол поворота резьбовой пробки.

При этом рабочее давление  $P_{\text{раб}}$  в герметичной камере увеличится до значения:

$$P_{\text{раб}} = k \frac{\Delta V}{V_0} \quad (6)$$

где  $k$  – объемный модуль жидкости, величина которого для минеральных масел находится в пределах  $k = (1,37 \dots 1,96)10^3$  МПа [7].

При достижении соответствующего давления в герметичной камере кольцевая диафрагма в результате ее деформации прижимается к цилиндрической поверхности вставки с определенным усилием, создавая сопротивление повороту вставки с моментом:

$$M_{mp} = 0,5 p_k \pi \cdot d_B^2 l_k f, \quad (7)$$

где  $p_k$  – давление, с которым кольцевая диафрагма прижимается к вставке,  $H/M^2$ ,

$d_B$  – диаметр вставки,  $m$ ,

$l_k$  – длина контактной поверхности  $m$ ,

$f$  – коэффициент трения скольжения между поверхностями кольцевой диафрагмы и вставки.

Установим влияние давления  $P_{раб}$  жидкости в герметичной камере гидрозажима и параметров диафрагмы на деформацию последней. Она представляет собой (рис.2) круглую цилиндрическую оболочку длины  $l$ , концы которой защемлены, и которая по всей длине нагружена равномерным наружным давлением.

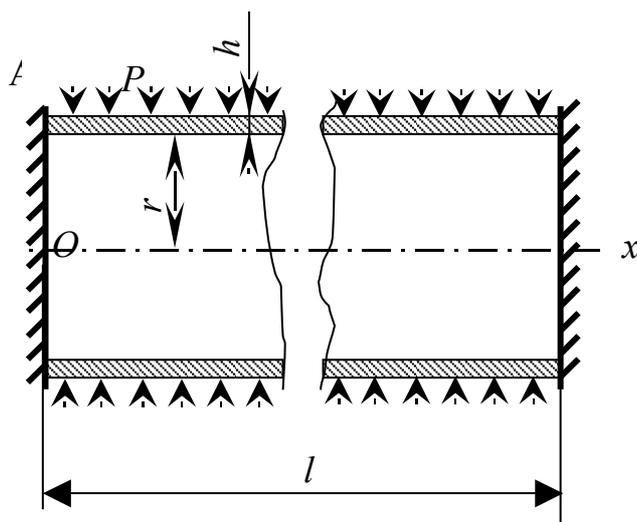


Рис. 2. Расчетная схема кольцевой диафрагмы

Согласно общей теории оболочек [8], радиальное перемещение  $w$  точек срединной поверхности в случае отсутствия температурных напряжений описывается дифференциальным уравнением четвертого порядка. Это дифференциальное уравнение, приведенное к каноническому виду, может быть записано следующим образом:

$$\frac{d^4 w}{dx^4} + 4\beta^4 w = \frac{P}{D}, \quad (8)$$

где  $D = \frac{E \cdot h^3}{12(1 - \mu^2)}$  – цилиндрическая жесткость оболочки,

$$\beta = 4 \sqrt{\frac{E \cdot h}{4r^2 D}} - \text{параметр оболочки,}$$

$h$  – толщина оболочки,

$r$  – радиус срединной поверхности,

$P$  – давление на единицу площади срединной поверхности оболочки,

$\mu$  – коэффициент Пуассона.

При достаточно большой длине оболочки, когда  $l > 2,4\sqrt{rh}$ , можно пренебречь влиянием нагрузки, приложенной к одному краю, на напряженное состояние у другого края оболочки [9]. Поэтому полное решение уравнения (8) будет иметь вид:

$$w = e^{-\beta x} (C_1 \cos \beta x + C_2 \sin \beta x) + \frac{P \cdot r^2}{E \cdot h}. \quad (9)$$

Постоянные интегрирования  $C_1$  и  $C_2$  в этом уравнении определим, исходя из условия, что торцы оболочки, вследствие зацепления, лишены возможности смещаться.

При этом прогиб  $w$  при  $(x=0)$  и наклон  $\left(\frac{dw}{dx}\right)(x=0)$  на защемленном торце должны обращаться в ноль. В результате получим, что:

$$C_1 = C_2 = - \frac{P \cdot r^2}{E \cdot h}. \quad (10)$$

И уравнение срединной поверхности оболочки в окончательном виде будет следующим:

$$w = \frac{P \cdot r^2}{E \cdot h} [1 - e^{-\beta x} (\cos \beta x + \sin \beta x)]. \quad (11)$$

Анализ этого уравнения позволяет установить, что в рассматриваемом случае оболочка испытывает местный изгиб в окрестности защемленных торцов (рис.3).

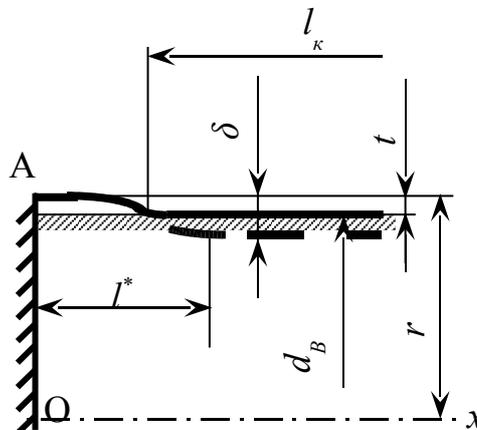


Рис. 3. Общий вид деформируемой диафрагмы гидрозажима  
 — — — при отсутствии ограничения со стороны втулки;  
 — — — при наличии ограничения со стороны втулки

В результате радиус серединой поверхности оболочки при отсутствии ограничения изменяется (на расстоянии  $l^* = (2,3-2,4)\beta x$  от торцов) на величину  $\delta = \frac{P \cdot r^2}{E \cdot h}$ , а на остальной длине  $(l - 2 l^*)$  сохраняет это отклонение, колеблясь в пределах не более 3... 4 % от значения  $\delta$ .

В реальных условиях работы гидрозажима, когда деформация диафрагмы ограничена зазором  $t = \frac{d_B}{2} - r - \frac{h}{2}$ , последняя прижимается к вставке контактным давлением  $P_k$ , равным разности давлений, обеспечивающих деформацию диафрагмы на величину:

$$\delta = \frac{P_{раб} \cdot r^2}{E \cdot h},$$

и на величину зазора:

$$t = \frac{P_t \cdot r^2}{E \cdot h}, \text{ т. е. :}$$

$$P_k = \frac{E \cdot h}{r^2} (\delta - t). \quad (12)$$

Уравнение (12) дает возможность установить ту часть рабочего давления в герметичной камере, которая реализуется для создания требуемого момента  $M_{mp}$  трения, определяемого из выражения (7).

Таким образом, полученные зависимости позволяют производить расчеты конструктивных и силовых параметров фрикционного ограничителя момента ударной затяжки резьбовых соединений различных типоразмеров.

### Выводы

Сборку резьбовых соединений, осуществляемую с помощью ударных гайковертов, целесообразно контролировать по моменту затяжки. Проведенный анализ работы различных конструкций ограничителей момента затяжки ударных гайковертов позволяет получить расчетные зависимости для выбора геометрических и силовых параметров элементов ограничителей, которые обеспечат необходимый предельный момент. Представленная конструкция фрикционного ограничителя момента ударной затяжки резьбового соединения позволяет, по сравнению с торсионными ограничителями, рационально расходовать энергию единичного удара гайковерта, уменьшить металлоемкость ограничителя за счет его массы и габаритов и выбрать двигатель ударного гайковерта меньшей мощности, что приводит к экономии энергоносителей, а также позволяет улучшить качество сборочных операций.

**Список литературы:** 1. Гельфанд М.Л., Ципенюк Я.И., Кузнецов О.К. Сборка резьбовых соединений. – М.: Машиностроение, 1978. – 109 с. 2. Водолазская Е.Г., Искрицкий В.М., Водолазская Н.В. Выбор энергетических параметров блоков технологического воздействия для сборки резьбовых соединений // Надежность инструмента и оптимизация технологических систем. Сборник научных трудов. – Краматорск – Киев: ДГМА, выпуск 15, 2004. – С.. 174-180. 3. Водолазська Н., Водолазська О., Искрицький В.

Проблеми автоматизації складання різевих з'єднань. /Машинознавство, №11(53), 2001. – С. 51-53. 4. Vodolazskaya N., Iskrizkiy V., Vodolazskaya E. Assembly of threaded connections with limitation of torque tightening. // Research and Development in Mechanical Industry. RaDMI 2004. Proceedings. V. 1 Zlatibor. Serbia and Montenegro. 31 August – 4 September, 2004. – P. 318-322. 5. Водолазська О., Іскрицький В., Водолазська Н. Енергетичний аналіз процесу складання різевих з'єднань блоками технологічної дії з обмеженням моменту затягування. /Машинознавство. – Львів, 2003, №10 (76). – С. 33-36. 6. Патент 55088А України, В25В 21/02. Обмежувач моменту ударного затягування різьбового з'єднання гайковертом /В.М. Іскрицький, О.Г. Водолазська, Н. В. Водолазська// Бюл. – 2003. – Кн.1. – С. 480. 7. Справочник машиностроителя / Под ред. Ачеркана Н.С., Т. 2. – М.: Машгиз, 1960. – 740 с. 8. Биргер И.А. Расчет на прочность деталей машин: Справочник /И.А. Биргер, Б.Ф. Шорр, Г.Б. Иоселевич. - М.: Машиностроение, 1979. – 702 с. 9. Тимошенко С.П., Войковский-Кригер С. Пластинки и оболочки. – М.: Физматгиз, 1963. – 636 с.

#### АНАЛІЗ ВПЛИВУ СТУПЕНЯ ДЕФОРМАЦІЇ ОБОЛОНКИ ФРИКЦІЙНОГО ОБМЕЖУВАЧА МОМЕНТУ ЗАТЯГУВАННЯ РІЗЬБОВИХ З'ЄДНАНЬ НА ЙОГО ПРАЦЕЗДАТНІСТЬ

Водолазська Н. В., Іскрицький В. М., Водолазська О. Г., Овчаренко В.О.

У статті запропонований один з варіантів вирішення проблеми механізованого складання різьбових з'єднань із обмеженням моменту ударного затягування. Проведений аналіз різноманітних конструкцій обмежувачів граничного крутного моменту дозволяє одержати розрахункові залежності для вибору геометричних та силових параметрів їх основних елементів.

#### АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ СТЕПЕНИ ДЕФОРМАЦИИ ОБОЛОЧКИ ФРИКЦИОННОГО ОГРАНИЧИТЕЛЯ МОМЕНТА ЗАТЯЖКИ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ НА ЕГО РАБОТОСПОСОБНОСТЬ

Водолазская Н.В., Искрицкий В.М., Водолазская Е.Г., Овчаренко В.А.

В статье предлагается один из вариантов решения проблемы механизированной сборки резьбовых соединений с ограничением момента ударной затяжки. Проведенный анализ различных конструкций ограничителей предельного крутящего момента позволяет получить расчетные зависимости для выбора геометрических и силовых параметров их основных элементов.

#### THE ANALYSIS OF INFLUENCE A DEFORMATION'S DEGREE OF AN SHELL OF THE FRICTIONAL LIMITER OF THE THREADED CONNECTIONS' MOMENT TIGHTENING ON ITS FUNCTIONABILITY

Vodolazska N.V., Iskrikiy V.M., Vodolazska E.G., Ovcharenko V.A.

One of the decision of the mechanized assembly of threaded connections with restriction of the moment of an impact tightening is offered in paper. The carried out analysis of various designs of borders of the limiting torsional moment allows to receive computational dependences for a choice of geometrical and power parameters of their basic elements.

*Рецензент: д.т.н., проф. Шевченко Ф.Л.*