УДК 621.01

Н.В. Водолазская, канд. техн. наук, доц., **В. М. Искрицкий**, доц.,
Е.Г. Водолазская, канд. техн. наук, доц.
Донецкий национальный технический университет, Украина
Донбасская государственная машиностроительная академия, Украина
Тел.: +38 050 647 81 25; *E-mail:* vnv26@bk.ru

ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА ПАРАМЕТРОВ ИМИТАТОРА РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ В СТЕНДЕ ДЛЯ РЕСУРСНЫХ ИСПЫТАНИЙ СБОРОЧНОГО ИНСТРУМЕНТА

В статье рассмотрены вопросы использования стендов для ресурсных испытаний сборочного резьбозавертывающего инструмента (редкоударных гайковертов). Полученные расчетные зависимости для определения параметров имитатора резьбовых соединений могут быть использованы при проектировании испытательных стендов.
Ключевые слова: *сборка, резьбовое соединение, редкоударные гайковерты, параметры испытательных стендов*

1. Введение

При сборке резьбовых соединений в качестве сборочного инструмента широкое применение находят ударные гайковерты. Они позволяют получать значительные усилия затяжки при небольшой мощности привода, что обеспечивает снижение массы и размеров этих средств механизации [1, 2, 3]. Для обеспечения их надежной работы и качественного осуществления технологического процесса сборки требуется проведение испытаний гайковертов при их работе в ударном режиме на специальных стендах, где условия нагружения гайковертов максимально приближаются к эксплуатационным условиям. Основным элементом таких стендов является имитатор резьбового соединения. Он воспринимает ударные нагружения от испытываемого гайковерта. Следовательно, целью этой работы является определения параметров имитатора резьбовых соединений при проведении испытаний сборочного инструмента на специальных стендах, где условия нагружения гайковертов максимально приближаются к эксплуатационным условиям

2. Основное содержание и результаты работы

Параметры имитатора должны обеспечивать достаточную достоверность результатов испытаний, что не всегда достигается в большинстве известных конструкций стендов [4]. Так, например, при испытаниях гайковертов на защемленном шпинделе пренебрегают влиянием упругих и диссипативных свойств резьбового соединения на характер нагружения машины. Такой режим испытаний приводит к заниженным значениям долговечности. Подобный недостаток характерен для испытаний на стендах, в которых резьбовое соединение имитируется дисковым тормозным устройством. Назначением этого устройства является поглощение и рассеивание энергии ударных импульсов. Большие значения моментов инерции полумуфты, к которой подсоединяется шпиндель гайковерта, делает условия испытаний близкими к испытаниям с защемленным шпинделем. Кроме того, в муфте с постоянным фрикционным моментом в течение цикла испытаний суммарная величина затраченной при ударах энергии значительно отличается от энергии поглощаемой резьбовым

соединением в процессе его затяжки. Также недостаточно выполняются условия эквивалентности испытаний и на некоторых торсионных имитаторах резьбовых соединений. В этих стендах резьбовые соединения заменяются торсионами кручения. При испытаниях производится закручивание торсионов, обеспечивающее соответственное увеличение нагрузочного момента в течение цикла эксперимента. Недостаток таких имитаторов состоит в том, что потенциальная энергия закрученного в результате ударов торсиона, эквивалентная энергии, поглощаемой при затяжке резьбового соединения, при разгрузке торсиона вновь превращается в кинетическую энергию бойка и наковальни и возвращается в гайковерт, создавая дополнительные нагрузки. Скорость отскока бойка при этом значительно больше, чем при затяжке реального резьбового соединения.

Наиболее полно условия эксплуатации выдерживаются на профильном имитаторе [4] с муфтой трения, торцы полумуфт которой выполнены в виде прерывистых волновых поверхностей. Угол подъема этих поверхностей соответствует углу подъема виттовой линии в затягиваемом резьбовом соединении. Из-за недопустимо больших контактных напряжений, возникающих в момент перехода трущихся поверхностей полумуфт в новое исходное положение, профильные имитаторы нашли применение для испытания гайковертов с нагрузочным моментом до 150 Нм.

Торсионный имитатор резьбового соединения, хоть и лишен этого недостатка, допускает нагружения большим нагрузочным моментом, однако не обеспечивает эквивалентность режимов соударения деталей гайковерта на стенде и при реальной затяжке резьбового соединения. При работе такого имитатора отсутствует диссипация энергии единичного удара на преодоление сил трения, что приводит к несоответствию энергетического баланса в сопоставляемых системах. Таким образом, условия эквивалентности испытаний и требования к имитаторам резьбовых соединений могут быть сформулированы на основе энергетической теории ударной затяжки [8]. Основным условием является то, что поглощаемая в имитаторе энергия должна равняться энергии, затраченной на затяжку резьбового соединения.

Согласно энергетическому балансу [5, 6], системы «ударный гайковерт – резьбовое соединение (РС)» (рис.1) в каждом *i–том* ударном цикле энергия A_E единичного удара гайковерта расходуется, в основном, на поворот гайки $A_Г$ с преодолением моментов трения соответственно в резьбе M_P и на торце гайки M_T, а также на упругое закручивание шпинделя $A_Ш$, стержня болта $A_Б$, торсиона A_{TOP} (при его наличии в системе) и деталей основания A_{OCH}. Диапазоны нагружения элементов системы установлены для преобладающего на практике случая $M_P > M_T$, представлены на рисунке 2.

Анализ показывает, что для обеспечения эквивалентности режимов соударения при испытаниях на стенде и при эксплуатации гайковерта нагружаемое устройство имитатора должно воспроизводить фрикционные и упругие свойства резьбового соединения, учитываемые соответственно в энергетических частях $A_Г$, $A_Ш$, $A_Б$ и $A_{ОСН.}$ Это условие выполняется в представленной на рисунке 3 конструкции стенда с двумя гидравлическими нагрузочными узлами, имитирующими упругие свойства болта, а также трение в резьбе и на торце гайки.

На корпусе 1 стенда размещен имитатор гайки. Он представляет собой призму 2 с профильным кулачком 3 и гладким осевым отверстием, через которое проходит упругий стержень 4 имитатора болта, резьбовой конец которого посредством гайки 5 жестко закреплен в корпусе 1 стенда, а головка 6 через упорный подшипник 7

опирается на торец призмы 2. Стенд снабжен двумя гидравлическими нагружающими устройствами.

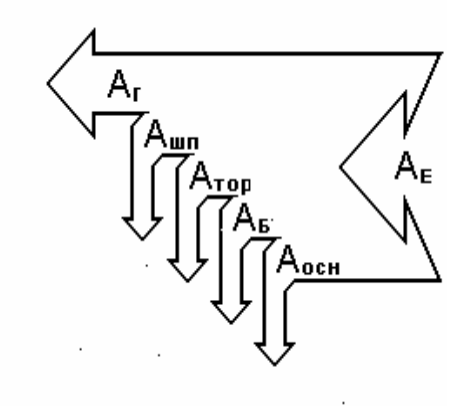

Рис. 1. Баланс энергии в системе «ударный гайковерт – РС»

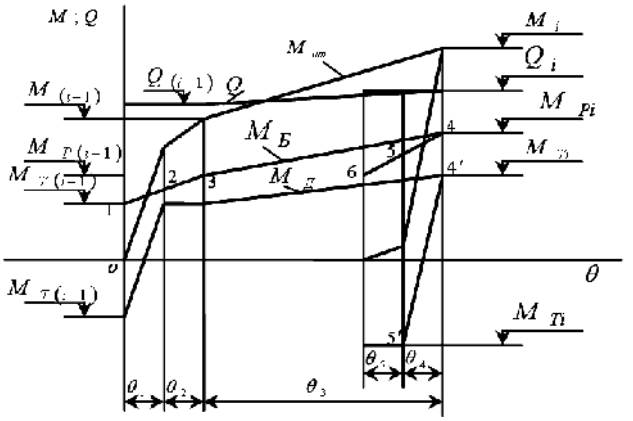

Рис. 2. Диаграмма нагружения элементов системы «ударный гайковерт – РС»

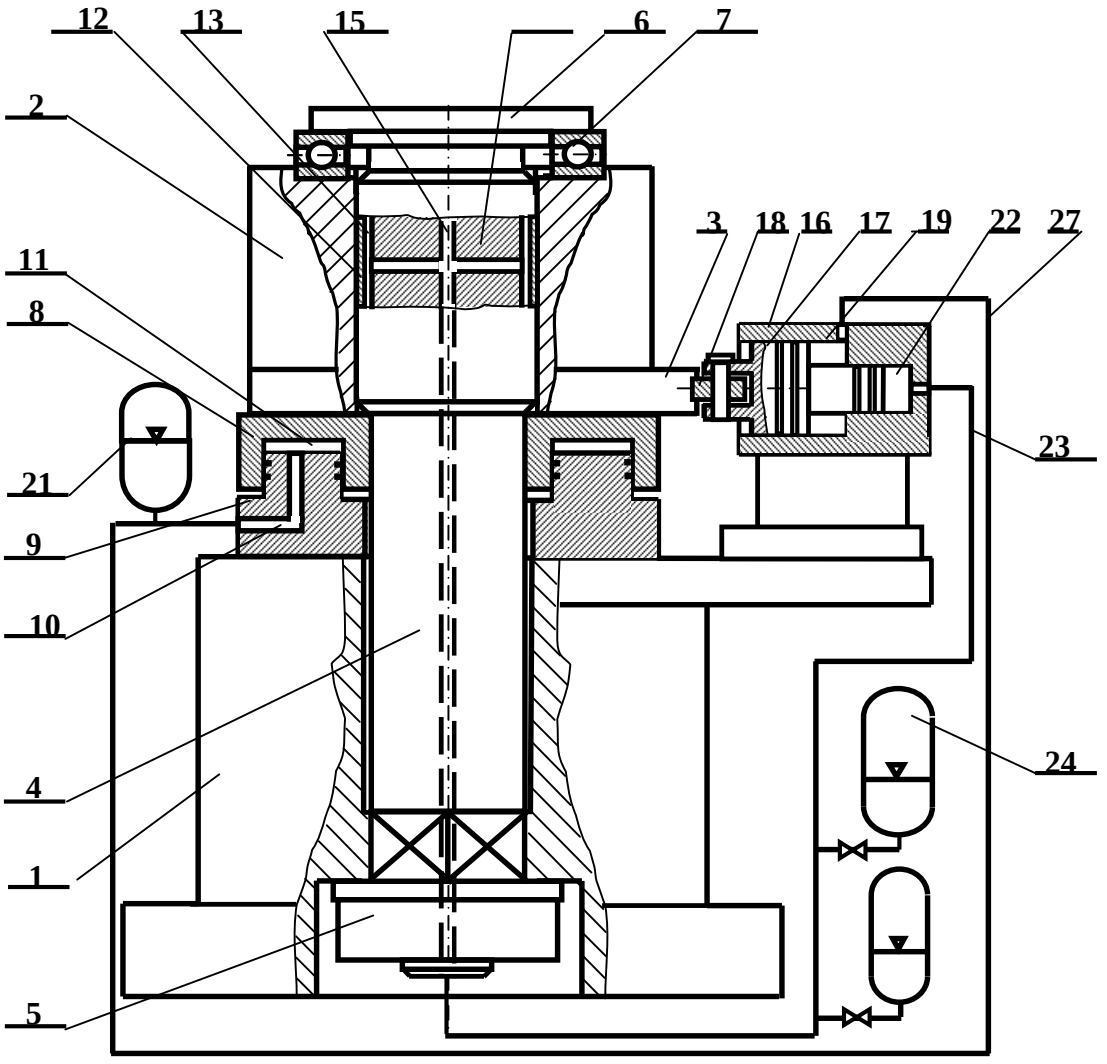

Рис.3. Стенд для испытания гайковертов ударного действия

Первое нагружающее устройство выполнено в виде размещенного под торцом призмы 2 силового гидроцилиндра 8, в поршне 9 которого выполнен канал 10 для подачи жидкости в рабочую полость 11. Второе нагружающее устройство выполнено в виде гидрозажима, содержащего тонкую цилиндрическую диафрагму 12, торцы которой герметично соединены со стержнем 3 таким образом, что между диафрагмой 12 и стержнем 2 образуется полость 13, соединенная радиальным каналом 14 с глухим отверстием 15 стрежня. При этом цилиндрическая диафрагма 12 взаимодействует с поверхностью гладкого осевого отверстия призмы 2. Кроме того, на корпусе 1 стенда закреплен управляющий плунжерный гидроцилиндр 16 с двухступенчатым плунжером 17 и с двумя жидкостными полостями. Плунжер 17 через ролик 18 взаимодействует с профильным кулачком 3 призмы 2. Жидкостная полость 19 плунжерного гидроцилиндра 16 трубопроводом 20 соединена с газо-гидравлическим аккумулятором 21 и через канал 10 с гидравлической системой силового гидроцилиндра. Вторая жидкостная полость 22 плунжерного гидроцилиндра 16 также соединена трубопроводом 23 с газо-гидравлическим аккумулятором 24 и через глухое осевое отверстие 15 стержня 4 с полостью 13 гидрозажима. Призма 2 может выполняться сменной с различным профилем кулачка 3. Изменение профиля кулачка 3 с соответствующим выбором газо-гидравлических аккумуляторов 21 и 24 позволяет менять характеристики имитируемого резьбового соединения.

Стенд работает следующим образом. Перед началом испытаний путем установки призмы 2 с соответствующим профилем кулачка 3 и подключения необходимых газо-гидравлических аккумуляторов 21 и 24 с соответствующим давлением их зарядки, задают осевую и крутильную жесткости имитируемого резьбового соединения. При этом создается небольшое предварительное давление в гидросистеме силового 8 и управляющего 16 гидроцилиндров, а также в гидросистеме полости 13 гидрозажима. Этим обеспечивается прижатие силового гидроцилиндра 8 к торцу призмы 2, и прижатие ролика 18 к профильному кулачку 3 призмы 2. После установки гайковерта и включения его привода имитаторы передают ударно-вращательные импульсы. Под действием каждого импульса призма 2 поворачивается, взаимодействуя при этом с торцевой поверхностью силового гидроцилиндра 8 и с диафрагмой 12 гидрозажима, в результате чего осуществляется закручивание стержня 4 на некоторый угол. Вместе с призмой 2 поворачивается профильный кулачок 3, заставляя плунжер 17 через ролик 18 перемещаться в корпусе управляющего гидроцилиндра 16. При этом возрастает давление рабочей жидкости в гидросистеме силового гидроцилиндра 8 (первое нагружающее устройство), и в полости гидрозажима (второе нагружающее устройство), что вызывает увеличение сопротивления вращению призмы 2. В конце удара, когда энергия ударного импульса израсходована на преодоление моментов трения, происходит раскручивание стержня совместно с поворотом призмы 2 относительно торца силового гидроцилиндра 8 до уравновешивания моментов трения на поверхности торца призмы 2 и цилиндрической диафрагмы 12 гидрозажима. При следующем ударном импульсе новый поворот призмы 2 требует преодоления увеличенного сопротивления ее вращению. Этот процесс происходит под действием ударных импульсов гайковерта до тех пор, пока профильный кулачок 3 поворачивается на угол, обеспечивающий наибольшее удаление плунжера 17, что соответствует углу поворота гайки при затяжке имитируемого резьбового соединения. После прохождения наибольшего удаления плунжер 17 возвращается в исходное положение. Давление в полости 11 рабочего гидроцилиндра 8 и полости 13 гидрозажима падает до исходного, и цикл повторяется. Зона удаления и

зона сближения на профильном кулачке 3 могут быть выполнены симметричными, что может позволить за один поворот призмы 2 осуществить завинчивание и развинчивание имитируемого резьбового соединения.

В качестве имитируемого резьбового соединения было выбрано так называемое представительное резьбовое соединение, параметры которого применялись при определении энергетических характеристик размерного ряда редкоударных гайковертов [3]. Представительным для каждого типоразмера гайковерта выбиралось резьбовое соединение с диаметром d, равным усредненному диаметру в диапазоне диаметров затягиваемых резьб, шагом резьбы S, длиной крепежной детали $l_0=5d$ и относительной податливостью $\gamma = 0{,}25$, соответствующей усредненному значению податливостей $\gamma = 0{,}125…0{,}5$ резьбовых соединений промышленного оборудования.

Характерными параметрами представительного резьбового соединения, которые необходимо воспроизвести на испытательном стенде, являются момент затяжки M и суммарная осевая податливость $\Sigma\lambda_k$ всех элементов резьбового соединения, определяющая угол φ поворота гайки, а также жесткость K_0 стержня болта.

Момент затяжки, который складывается из моментов трения в резьбе M_1 и на торце гайки M_2, рассчитывается по известной формуле [4 - 6]:

$$M = (k_1 + k_2) \cdot Q \cdot d\,, \tag{1}$$

где: Q– усилие затяжки, принятое из условия равенства напряжения затяжки σ половине предела текучести σ_T материала стержня болта класса прочности 3,6…6,6;

$$Q = 0{,}25 \cdot \sigma \cdot \pi \cdot d^2 \tag{2}$$

k_1 и k_2 – приведенные к диаметру резьбы коэффициенты в резьбе и на торце гайки. Для случая деталей без покрытия при наличии консистентной смазки $k_1 = 0{,}095$ и $k_2 = 0{,}078$.

Величина суммарной осевой податливости резьбового соединения выражается через его относительную податливость γ и осевую жесткость стержня болта C_0:

$$\sum \lambda_k = (\gamma \cdot C_0)^{-1} = \frac{4l\gamma}{E\pi d^2}\,, \tag{3}$$

Момент затяжки резьбового соединения и угол поворота гайки (в радианах) связаны зависимостью:

$$\varphi = \frac{M \cdot 2\pi \sum \lambda_k}{(k_1 + k_2) \cdot d \cdot S} \tag{4}$$

Крутильная жесткость стержня болта зависит от его размеров. Эту величину определяют по следующей по формуле:

$$K_0 = \frac{G \cdot I_P}{l_0}\,, \tag{5}$$

где G – модуль упругости второго рода;

$I_P = 0{,}1\ d^4$ – полярный момент инерции.

Рассчитанные по приведенным зависимостям значения указанных параметров представительных резьбовых соединений, рекомендуемые для воспроизведения на стендах для испытания редкоударных гайковертов параметрического ряда, представлены в таблице 1.

Таблица 1. Рекомендуемые значения параметров имитируемых резьбовых соединений

Энергия единичного удара A_e, Дж	Диаметр представительного резьбового соединения, d, мм	Расчетный момент затяжки M, Нм	Момент трения в резьбе M_1, Нм	Момент трения на торце гайки M_2, Нм	Угол поворота гайки φ, рад	Крутильная жесткость стержня болта K_0,, Нм/рад
40	36	1100	604	496	0,9350	74650
63	42	1800	988	812	0,9893	118540
100	48	2700	1482	1218	1,0253	176095
160	56	4300	2939	2361	1,0985	280985
250	64	6400	3515	2885	1,1475	419430
400	76	10700	5876	4824	1,3255	702360
630	90	17800	9775	8025	1,6138	1166400
1000	110	32500	17847	14653	1,9726	2129600
1600	125	47800	25248	21552	2,2460	3125000
2500	140	67100	36847	30253	2,5140	4390400

Воспроизведение на стенде указанных в таблице значений M_P и M_T, достигается при создании в рабочей полости силового гидроцилиндра и гидрозажима соответствующего давления рабочей жидкости. Для создания на трущихся поверхностях торцов призмы 2 и силового гидроцилиндра 8 расчетного момента M_T, необходимо в рабочей полости 11 первого нагружающего устройства создать рабочее давление P_{1max}, при котором на поворотную призму передается осевое усилие:

$$Q_{1\cdot\max} = \frac{M_T}{fR}, \tag{6}$$

где R– радиус трения поворотной призмы;

f – коэффициент трения трущихся поверхностей, который при наличии смазки назначается в пределах 0,13 0,15.

Тогда в зависимости от площади поршня F, выражаемой через его диаметр D , рабочее давление:

$$P_{1\cdot\max} = \frac{Q_{\max}}{F}. \tag{7}$$

Для создания такого давления необходимо в систему «гидроцилиндр – газо-гидравлический аккумулятор» первого нагружаемого гидравлического узла закачать дополнительный объем V жидкости, определяемый из выражения [5]:

$$P_{1\cdot\max} = \frac{P_{1\cdot 0}\cdot V_{1\cdot 0}}{(V_{1\cdot 0} - V_{1\cdot})^n}, \tag{8}$$

где $P_{1\,0}$ – давление зарядки гидравлического аккумулятора этого нагрузочного гидравлического узла;

$V_{1\,0}$ – начальный объем газовой камеры аккумулятора;

n – показатель политропы сжатия – расширения газа (при изотермическом процессе он равен единице).

Для вытеснения такого объема жидкости из жидкостной полости управляющего гидроцилиндра его плунжер должен переместиться с помощью кулачка призмы на расстояние:

$$b = \frac{V}{F_1} = \frac{4V}{\pi \cdot d_1{}^2}, \tag{9}$$

где F_1 и d_1 – соответственно площадь и диаметр плунжера управляющего гидроцилиндра.

Ход плунжера b и приведенный в таблице 1 угол φ позволяют установить геометрию кулачка призмы.

Чтобы при расчетном ходе b плунжера управляющего гидроцилиндра на трущихся поверхностях цилиндрического отверстия призмы и диафрагмы был создан момент трения M_P, необходимо в полости гидрозажима создать рабочее давление жидкости P_{2max}, обеспечивающее достаточное контактное усилие P_K прижатия диафрагмы к призме.

$$P_K = \frac{2M_P}{\pi \cdot d_0 l_k f}, \tag{10}$$

где d_0 – диаметр осевого отверстия призмы;

l_k - длина контактной поверхности диафрагмы;

f – коэффициент трения скольжения.

Предыдущими исследованиями авторов [6] установлено, что диафрагма гидрозажима (рис.4) толщиной b и длиной l под действием давления жидкости $P_{раб}$ испытывает местный изгиб в окрестностях l^* защемленных торцов.

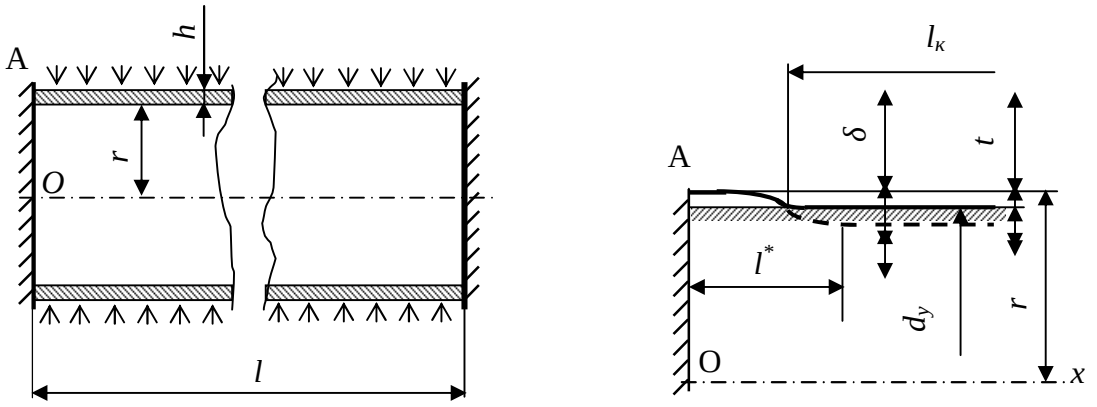

Рис. 4. Расчетная схема кольцевой диафрагмы

В результате радиус r срединой поверхности оболочки при отсутствии ограничения изменяется на длине $l^* = (2{,}3\text{-}2{,}4)\beta x$ от торцов на величину

$\delta = \frac{P_{2\,max} \cdot r^2}{E \cdot h}$, а на остальной длине (*l - 2 l**) сохраняет это отклонение, колеблясь в пределах не более 3…4% от значения *δ*.

В реальных условиях работы гидрозажима, когда деформация диафрагмы ограничена зазором $t = 0{,}5(d - h) - r$, последняя прижимается к поверхности призмы контактным давлением P_K, равным разности давлений, обеспечивающих деформацию диафрагмы на величину $(\delta - t)$, т.е.

$$P_K = \frac{E \cdot h}{r^2}(\delta - t) = P_{2\max} - \frac{E \cdot h}{r^2} t \qquad (11)$$

Тогда с учетом зависимости (10), рабочее давление жидкости в полости гидрозажима составит следующую величину:

$$P_{2\max} = \frac{2M_P}{\pi \cdot d_0 l_k f} + \frac{Eht}{r^2} \qquad (12)$$

Такое давление будет создаваться при закачивании в систему «полость гидрозажима – газо-гидравлический аккумулятор» объема жидкости $V_{2.} = V_{2_0}\left(1 - \frac{P_{2_0}}{P_{2\max}}\right)$, рассчитанного при условии изотермического процесса расширения газа. Для вытеснения такого объема жидкости из второй жидкостной полости управляющего плунжерного гидроцилиндра при перемещении плунжера на расстояние h диаметр второй ступени плунжера должен быть равным $d_y\sqrt{\frac{4V_2}{\pi \cdot h}}$.

Установив по приведенным зависимостям объем V_2 вытесняемой жидкости и выбрав геометрические параметры гидрозажима, можно определить необходимое давление P_{20} зарядки аккумулятора, при котором обеспечивается достижение момента M_P на трущихся поверхностях.

3. Заключение

Таким образом, для качественного осуществления технологического процесса сборки резьбовых соединений требуется проведение испытаний сборочного инструмента, например, ударных гайковертов на специальных стендах, включающих в себя имитаторы резьбовых соединений, где условия нагружения гайковертов максимально приближаются к эксплуатационным условиям. Представленные расчетные зависимости для определения параметров имитатора резьбовых соединений позволяют проектировать конструкции стендов для ресурсных испытаний редкоударных гайковертов.

Список литературы:

1. Пат. 44544А України, МПК[7] В 25 В 21/02. Гайковерт / Н. В. Водолазська, В. М. Іскрицький, О. Г. Водолазська, заявитель и патентообладатель Донбаська державна машинобудівна академія. – № 2001053395; заявл. 21.05.2001; опубл. 15.02.2002, Бюл. № 2. – 5 с. : ил

2. Пат. 46389 України, МПК[7] В 25 В 21/02. Ударний гайковерт / В. М. Искрицький, О. Г. Водолазська, Н. В. Водолазська; заявитель и

патентообладатель Донбаська державна машинобудівна академія. – № 2009 04694; заявл. 12.05.2009; опубл. 25.12.2009, Бюл. № 24. – 4 с.: ил.

3. Водолазская Н. В., Искрицкий В. М. Особенности расчета редкоударных механизмов машин для сборки резьбовых соединений. //Mehanika, z 67. Modulowe tecnologie i konsrukcje w budowie maszyn. // Materialy IV Międzynorodowej Konferencji Naukowo-Technicznej – MKT'06. – Rzeszow, 2006.– P. 152-156**.**

4. 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.

5. Водолазская Е Г., Искрицкий В М, Водолазская Н. В. Выбор энергетических параметров блоков технологического воздействия для сборки резьбовых соединений. Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем. Збірник наукових праць. Випуск 15 – ДДМА, Краматорськ. 2004 – С. 174-180.

6. Vodolazskaya N., Iskrizkiyi V., Vodolazskaya E. Calculated dependences for determination of simulator parameters of threaded connections in the diagnostic tester for resource tests of rarely impact wrench. // Research and Development in Mechanical Industry. RaDMI 2012. Proceedings. Vol.1. Vrnjačka Banja. Serbia. 13 – 17 September, 2012. – P. 301 - 307.

N.V. Vodolazskaya, V.M. Iskriskiy, E.G. Vodolazskaya

FEATURES OF CALCULATION OF SIMULATOR PARAMETERS OF THREADED CONNECTIONS IN THE DIAGNOSTIC TESTER FOR LIFE TESTS OF ASSEMBLY TOOLS

In the paper questions of use of diagnostic testers for resource tests of the assembly thread-screwing tool (rarely impact wrench) are considered. The received calculated dependences for determination of simulator parameters of threaded connections permit to project of diagnostic tester designs.

Key words: *assembly, threaded connection, rarely impact nut wrenches, parameters of diagnostic tester.*

Н. В. Водолазська, В. М. Искрицький, О. Г. Водолазська

ОСОБЛИВОСТІ РОЗРАХУНКУ ПАРАМЕТРІВ ІМІТАТОРА РІЗЬБОВИХ З'ЄДНАНЬ У СТЕНДІ ДЛЯ РЕСУРСНИХ ВИПРОБУВАНЬ СКЛАДАЛЬНОГО ІНСТРУМЕНТА

У статті розглянуті питання використання стендів для ресурсних випробувань складального різьбозавертувального інструмента (рідкоударних гайковертів). Отримані розрахункові залежності для визначення параметрів імітатора різьбових з'єднань можуть бути використані при проектуванні випробувальних стендів.

Ключові слова: *складання, різьбові з'єднання, рідкоударні гайковерти, параметри випробувальних стендів.*

Надійшла до редколегії 10.06.2013 р.