

УДК 621.883

Н.В. Водолазская, доцент, канд. техн. наук,

Донецкий национальный технический университет,

ул. Артема, 58, г. Донецк, Украина, 83001

vnv26@bk.ru

Е.Г. Водолазская, доцент, канд. техн. наук,

В.М. Искрицкий, доцент

Донбасская государственная машиностроительная академия,

ул. Шкадинова, 72, г. Краматорск, Украина, 84313

veg2615@ukr.net

АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ ПАРАМЕТРОВ КОНТРОЛИРУЮЩИХ УСТРОЙСТВ ДЛЯ РЕЗЬБОЗАВЕРТЫВАЮЩЕГО ИНСТРУМЕНТА НА КАЧЕСТВО СБОРОЧНЫХ ОПЕРАЦИЙ

В статье проведен анализ резьбозавертывающего инструмента с возможностью контроля момента затяжки. Представлены результаты исследований некоторых конструкций контролирующих устройств и предложены рекомендации по их применению.

Ключевые слова: *сборка резьбовых соединений, резьбозавертывающий инструмент, контроль момента затяжки*

Необходимость повышения качества продукции, ее надежности и долговечности является ведущей тенденцией промышленного производства. Достижение заданных эксплуатационных параметров изготавливаемой машиностроительной продукции в значительной степени зависит от выполнения всех требований технологического процесса сборочных операций. Удельная трудоемкость сборки всех видов соединений, по данным таких исследователей как Арпентьев Б. И., Завалий Ю. И., Косилов В. В., Ланщиков А. В., Новиков М. П. и др., в среднем по отраслям составляет: в автомобильной промышленности – 25 %, в станкостроении – 33 %, в энергомашиностроении – 45 %, а в приборостроении 50...70 %.

Особое место в конструкциях и технологии производства машин занимают всевозможные резьбовые соединения. Под качеством резьбовых соединений принято понимать способность резьбовых стыков максимально длительное время обеспечивать их плотность или герметичность, а с позиций технологии сборки – это достижение требуемого нагружения или степени затяжки резьбового соединения и минимального разброса используемого при этом контролируемого параметра. Следствием некачественной сборки РС является преждевременное ослабление резьбовых стыков из-за влияния различных эксплуатационных нагрузок.

Методы обеспечения качества сборки резьбового соединения, предполагают совершенствование не только технологических процессов сборки, но и резьбозавертывающего оборудования, а также использование средств контроля достигаемого параметра затяжки. Одними из видов такого оборудования, имеющего широкое распространение, являются резьбозавертывающие инструменты в виде гайковертов ударно-импульсного действия. Однако при разработке и проектировании таких гайковертов важно правильно выбрать наиболее рациональный способ контроля усилия или момента затяжки [1]. Оценка достигаемой точности контроля по моменту затяжки – неоднозначна. В таблице 1 представлен разброс этой величины, который обобщает предыдущие исследования Бобрикова В. Г., Гельфанда М. Л., Захарова В. Н. и др., а также данные авторов [2], экспериментально полученные при контроле момента затяжки с использованием различных сборочных устройств, в том числе и гайковертов ударно-импульсного действия, оснащенных средствами контроля.

Из приведенной таблицы следует, что наиболее точными способами ударной затяжки и контроля момента можно считать такие, которые осуществляются с использованием следующих измеряемых параметров:

- по числу ударов;
- по предельному моменту (ограничение момента затяжки, например, с помощью торсионов, фрикционных ограничителей или гидрозажимов и др.);
- по приращению угла поворота гайки за один удар.

В настоящее время существует проблема выбора наиболее рационального способа контроля момента затяжки резьбовых соединений с применением ограничителей крутящего момента. Для решения этой проблемы необходимо проанализировать указанные методы контроля.

Целью данной работы является анализ влияния параметров контролирующих устройств для резьбозавертывающего инструмента на качество сборочных операций и разработка рекомендаций по применению устройств контроля затяжки резьбовых соединений.

Таблица 1 – Относительная погрешность момента затяжки

Используемый резьбозавертывающий инструмент	Относительная неравномерность, %
Предельные ключи: а) фрикционного типа б) кулачкового типа	6...12 8...15
Гайковерты пневматические: а) вращающиеся с остановкой двигателя в конце затяжки; б) с тарированной кулачковой муфтой; в) с тарированной фрикционной муфтой; г) с автоматическим расцеплением муфты	8...20 15...20 1...10 8...15
Гайковерты ударного действия: а) без дополнительных контролирующих устройств; б) с индуктивными датчиками измерения угла скручивания торсиона; в) с датчиками числа ударов; г) с датчиками приращения угла поворота гайки за один удар	18 10 8...10 5...10

Результаты теоретического и экспериментального исследования резьбозавертывающего инструмента в виде редкоударных гайковертов с использованием метода контроля момента по числу ударов, представленные в предыдущих работах авторов [1,3], показали, что относительная погрешность момента составила $\pm 8,24\%$.

По результатам испытаний была получена графическая зависимость напряжения затяжки от количества ударов гайковерта, которая представлена на рисунке 1, где сплошной линией обозначена теоретическая зависимость, точечной линией – экспериментальная зависимость, а пунктирной линией – аппроксимация экспериментальной зависимости [3].

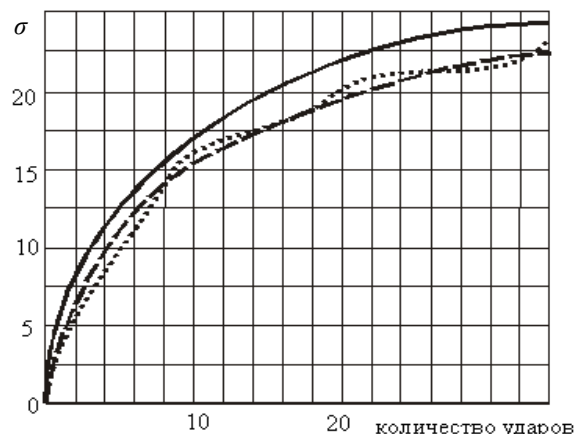


Рисунок 1 – Зависимость напряжений ($\sigma \cdot 10^7$ Н/м²) в крепежной детали М48 от количества ударов при использовании гайковерта с энергией единичного удара 100 Дж

Результаты испытаний показали достаточное совпадение теоретических и экспериментальных значений напряжений затяжки. Однако для частоударных гайковертов этот метод контроля не может быть использован, поэтому для них можно рекомендовать метод предельного момента.

В качестве ограничителей момента могут быть использованы дополнительные элементы в виде упругих стержней определенной крутильной жесткости (торсионы), 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.

В таблице 2 приведены расчетные значения параметров торсионов для четырех размеров резьбовых соединений с диаметром резьбы d . Затяжку до необходимого момента $M_{зам}$ планировалось осуществлять гайковертами запатентованной конструкции [1] с энергией единичного удара Ae .

В таблице использованы следующие обозначения: d_{TOR} – диаметр торсиона, l_{TOR} – длина торсиона; $K_{шп}$, K_B , K_{TOR} – коэффициенты крутильной жесткости соответственно шпинделя гайковерта, стержня болта и торсиона.

Таблица 2 – Расчетные значения параметров торсионов

D , мм	30	42	52	64
AE , ДЖ	63	100	160	250
$M_{зат}$, Н·М	1 000	2 600	4 900	9 200
$K_{шп}$, Н·М/РАД	316 300	867 800	1 647 000	3 070 500
K_B , Н·М/РАД	21 600	59 300	112 500	209 700
$K_{ТОР}$, Н·М/РАД	8 780	39 570	90 460	213 400
$D_{ТОР}$, М	0,026	0,036	0,045	0,055
$L_{ТОР}$, М	0,416	0,374	0,363	0,343

При расчетах в качестве материала торсиона выбрана сталь 40Х с допустимым напряжением при кручении $[\tau]=280$ МПа. Деталь крепления (болт) принимается длиной $l_b=10d$, коэффициенты трения в резьбе и на торце гайки считались равными, соответственно, 0,19 и 0,13 для случая деталей без покрытия и при наличии консистентной смазки, а приведенные коэффициенты трения в резьбе и на торце гайки, соответственно, составляли: $k_p=0,095$; $k_m=0,078$.

Однако применение торсионов, обеспечивая достаточную точность контроля затяжки, вызывает дополнительные затраты энергии, которые проявляются в увеличении необходимого количества ударов гайковерта для достижения $M_{зат}$ при применении торсиона по сравнению с бесторсионной затяжкой.

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.

Наряду с торсионами для контроля ударной затяжки резьбовых соединений могут применяться фрикционные ограничители крутящего момента [4], пример конструкции одного из которых представлен на рисунке 2.

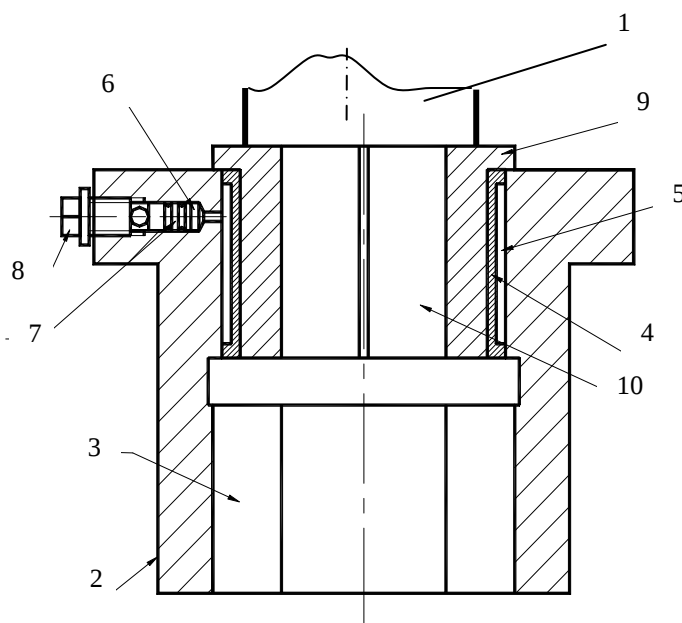


Рисунок 2 – Фрикционный ограничитель момента ударной затяжки

Рассматриваемый ограничитель посредством гидрозажима сцепляет шпindel 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 размещаются 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.

Работает ограничитель момента ударной затяжки резьбового соединения гайковерта следующим образом.

Перед началом затяжки надо провести настройку ограничителя на необходимый момент затяжки резьбового соединения. Для этого поворотом пробки 7 перемещают поршень 6 в радиальном канале 5 до

тех пор, пока давление рабочей жидкости в герметичной пустоте 4 обеспечит создание нужного момента трения между поверхностями цилиндрической диафрагмы 3 и цилиндрической вставки 8. Этот момент трения равняется необходимому предельному моменту.

Далее ограничитель момента ударной затяжки резьбового соединения шестигранным отверстием 2 устанавливают на гайку, которую надо затянуть, призматическое отверстие 9 соединяют со шпинделем гайковерта, после чего происходит ударная затяжка резьбового соединения. Энергия каждого удара гайковерта будет обеспечивать вращение гайки до тех пор, пока момент сопротивления вращению гайки не будет равняться моменту трения между поверхностями цилиндрической диафрагмы 3 и цилиндрической вставки 8. После достижения равенства энергия удара гайковерта будет реализовываться на то, чтобы происходило вращение вставки в цилиндрическом осевом отверстии переходного ключа 4, а на гайку передаваться не будет. Процесс затяжки будет завершен.

Такой ограничитель обеспечивает передачу в резьбовое соединение ударных импульсов с энергией A_e до тех пор, пока момент сопротивления повороту гайки не достигнет граничного момента M_{cp} 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, определяемую по следующей формуле:

$$\Delta V = 0,125 d_{II} \varphi S, \quad (1)$$

где d_{II} – диаметр поршня; S – шаг резьбы; φ – угол поворота резьбовой пробки.

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

$$P_{раб} = k \frac{\Delta V}{V_0}, \quad (2)$$

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

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

$$M_{mp} = 0,5 p_k \pi \cdot d_B^2 l_k f, \quad (3)$$

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.

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. Результаты расчетов представлены в таблице 3.

Таблица 3 – Расчетные значения параметров фрикционного ограничителя

Диаметр резьбы d , мм	30	36	42	48
Расчетный момент затяжки M , Н·м	700	1100	1800	2700
Срединный диаметр диафрагмы d_c , мм	45	51,5	60	70
Толщина стенки диафрагмы h , мм	1,5	1,75	2,0	2,5
Диаметр контактной поверхности d_k , мм	48	55	64	75
Максимальный зазор t , 10^{-3} мм	41	49	49	49
Требуемая деформация диафрагмы δ , 10^{-2} мм	84	108	108	108
Требуемое контактное давление P_k , МПа	22,4	27,3	23,05	25,4
Рабочее давление в камере P , МПа	43,8	49,9	42,2	40,3
Длина контактной поверхности l_k , мм	93,0	84,8	99,8	138,2
Длина диафрагмы l , мм	120	115,6	135,3	194

При проведении расчетов материалом деталей устройства принята сталь 45 с закалкой и отпуском до HRC 38...48, для которой при переменных нагрузках $[\tau] = 160$ МПа. Коэффициент трения между контактирующими поверхностями диафрагмы и цилиндрической вставки выбирался равным 0,1. Расчетные значения толщины диафрагмы увеличены до указанных в таблице размеров с учетом запаса прочности.

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. Однако эти устройства не могут быть использованы для резьбовых соединений с различной податливостью. Указанного недостатка удалось избежать в конструкциях контролирующих устройств, основанных на методе контроля момента по приращению угла поворота гайки за один удар.

Этот метод контроля момента затяжки базируется на зависимости между текущим значением момента M_i и приращением $\Delta\varphi_i$ после каждого i -го удара. Такая зависимость имеет место для каждого конкретного гайковерта с учетом того, что энергия единичного удара A_e расходуется на работу поворота гайки A_G и на работу упругого закручивания шпинделя гайковерта и стягиваемых деталей.

Работу, затраченную на поворот гайки A_G , можно приближенно вычислить по следующей формуле:

$$A_G = M_i \Delta\varphi_i. \quad (4)$$

Следует отметить, что зависимость (4) будет тем точнее, чем меньше угол $\Delta\varphi_i$. Поскольку в конце затяжки приращение угла поворота гайки весьма мало, то соотношение (4) с достаточной точностью выражает величину A_G .

На рисунке 3 приведены зависимости момента затяжки от угла поворота гайки для резьбовых соединений с различными коэффициентами жесткостей. Из рисунка видно, что при одинаковом значении приращения угла поворота гайки $\Delta\varphi_{1i} = \Delta\varphi_{2i} = \Delta\varphi_{3i}$ работа, затраченная на поворот гайки за один удар, отличается незначительно (указанная работа равна площади заштрихованного участка) при любом характере зависимости момента от угла поворота гайки. Также незначительно отличаются и соответствующие моменты.

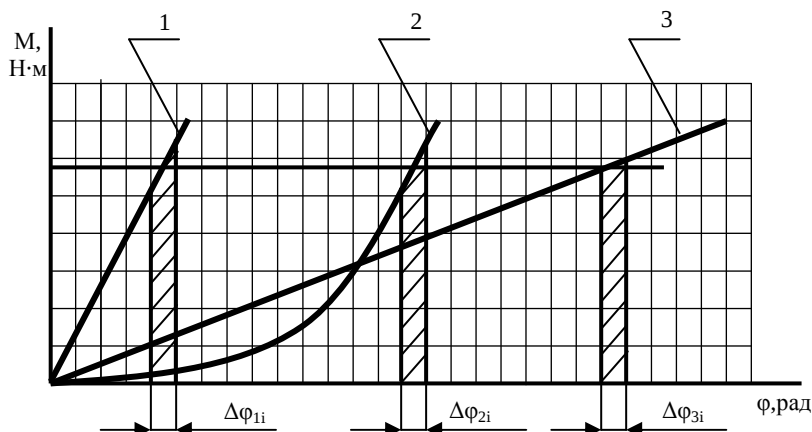


Рисунок 3 – Зависимость $M = f(\varphi)$ для РС с различной податливостью
1,3 – расчетные зависимости; 2 – реальная зависимость

Следовательно, измеряя величину $\Delta\varphi_i$, можно судить о величине M_i момента затяжки.

Для реализации метода контроля момента затяжки по приращению угла поворота гайки за один удар были разработаны несколько вариантов конструкций устройств к ударным гайковертам, отличающихся месторасположением блока контроля: внутри гайковерта, на специальной насадке или переходном ключе. На рисунке 4 представлена фотография специальных контролирующих насадок гайковертам для затяжки крупных резьбовых соединений.

Основным преимуществом этого метода является его инвариантность по отношению к параметрам резьбового соединения.

Реализацию метода контроля момента по приращению угла поворота гайки за каждый удар в дальнейшем целесообразно продолжать по двум основным направлениям:

- путем усовершенствования существующих ударных гайковертов (например, за счет использования специальных насадок);
- путем разработки универсальных средств контроля, расположенных на затягиваемой гайке.

На основании выше изложенного можно сделать такие выводы:

- в производственных условиях о величине усилия затяжки судят по косвенным параметрам: моменту затяжки, деформации болта или промежуточной детали стыка, углу поворота гайки, приращению угла поворота гайки за один удар и др., связанным с усилием затяжки известными функциональными зависимостями;

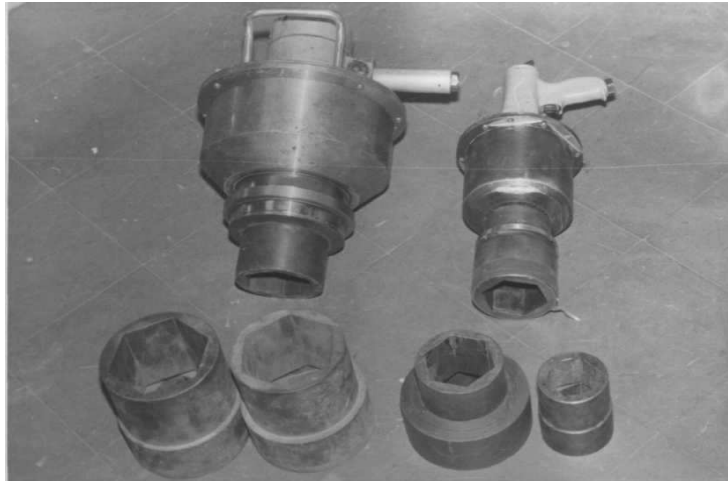


Рисунок 4 – Опытные образцы гайковертов, оснащенные узлом для контроля момента затяжки

- наибольшее распространение получил метод контроля по моменту затяжки;
- точность контроля при использовании различных средств затяжки составляет 5...20 %;
- на качество сборочных операций оказывают непосредственное влияние выбранный параметр контроля момента затяжки;
- как показали экспериментальные исследования, метод контроля момента по приращению угла поворота гайки за каждый удар является наиболее универсальным и может быть рекомендован для условий индивидуального производства;
- для массового или автоматизированного производства при ударной затяжке целесообразно применять метод контроля по числу ударов или метод предельного момента с использованием торсионных или фрикционных ограничителей момента.

В дальнейшем планируется провести лабораторные испытания реальных резьбовых соединений с целью установления влияния податливости резьбовых соединений на точность метода контроля по приращению угла поворота гайки за один удар, используя разработанные авторами конструкции контролирующих устройств для резьбозавертывающего инструмента.

Библиографический список использованной литературы

1. Водолазская Н. В. Проблемы и перспективы совершенствования технологии сборки резьбовых соединений / Н. В. Водолазская, Е. Г. Водолазская, В. М. Искрицкий // Вісник СевНТУ. Сер. Машиноприладобудування та транспорт: зб. наук. пр. — Севастополь, 2012. — Вип. 128. — С. 22–26.
2. Водолазська О. Енергетичний аналіз процесу складання різевих з'єднань блоками технологічної дії з обмеженням моменту затягування / О. Водолазська, В. Іскрицький, Н. Водолазська // Машинознавство. — Львів, 2003. — № 10 (76). — С. 33 – 36.
3. Водолазская Н. В. Резьбозавертывающий сборочный инструмент с контролем момента затяжки по числу ударов / Н. В. Водолазская, Е. Г. Водолазская, В. М. Искрицкий // Вісник СевНТУ. Сер. Машиноприладобудування та транспорт: зб. наук. пр. — Севастополь, 2011. — Вип. 122. — С. 32 – 37.
4. Пат. 55088А Україна, МПК⁷ В 25 В 21/02. Обмежувач моменту ударного затягування різьбового з'єднання гайковертом / В. М. Іскрицький, О. Г. Водолазська, Н. В. Водолазська; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. — № 2002065245 ; заявл. 25.06.02 ; опубл. 17.03.03, Бюл. № 3.

Поступила в редакцію 27.03.2013 г.

Водолазська Н. В., Водолазська О. Г., Іскрицький В. М. Аналіз впливу параметрів контролюючих пристроїв для різьбозавертувального інструмента на якість складальних операцій

У статті проведений аналіз різьбозавертувального інструмента з можливістю контролю моменту затягування. Представлено результати досліджень деяких конструкцій контролюючих пристроїв і запропоновані рекомендації щодо їхнього застосування.

Ключові слова: складання різьбових з'єднань, різьбозавертувальний інструмент, контроль моменту затягування.

Vodolazskaya N. V., Vodolazskaya E. G., Iskritskiy V M. The analysis of effect of parameters of controlling devices for the thread-screwing tool on quality of assembly operations

The analysis of the thread-screwing tool with possibility to control of torque loads is conducted In the paper. The results of researches of some designs of controlling devices are shown and the guidelines on their application are offered.

Keywords: assembly of threaded connection, thread-screwing tool, control of torque loads.