

УДК 621.883

Красовский С. С.

## ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ УДАРНО-ИМПУЛЬСНОГО МЕХАНИЗМА И УДАРНОЙ ЗАТЯЖКИ КРУПНЫХ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

В настоящее время выпускается большое количество типоразмеров гайковертов ударно-вращательного действия для затяжки резьбовых соединений диаметром от 14...16 мм до 24...30 мм. В последнее время появились гайковерты с крутящим моментом 1000...1500 Н·м для резьб диаметром до 42 мм [1].

Однако гайковерты выпускаемых типоразмеров не могут полностью удовлетворить потребности современной техники. Большинство машин и агрегатов металлургического оборудования снабжены крепежными деталями, диаметр резьбы которых достигает 140, 160 и даже 200 мм. Для затяжки таких резьб требуются гайковерты с повышенными энергосиловыми параметрами, обеспечивающие быструю технически правильную сборку крупных резьб. Поэтому вопросы создания и исследования новых конструкций гайковертов ударного действия большой мощности являются актуальными.

Целью работы является исследование динамических характеристик новых конструкций редкоударных гайковертов ударно-вращательного действия, предназначенных для затяжки крепежных деталей с большим диаметром резьбы.

При исследовании динамических расчетных моделей элементов ударного гайковерта и резьбовых соединений вводились некоторые упрощающие допущения. Проверка адекватности этих моделей проводилась в процессе экспериментальных исследований при затяжке реального резьбового соединения ударным гайковертом [2]. При этом определялись основные динамические характеристики опытного образца гайковерта, уточнялся характер ударных процессов, происходящих при соударении ударника с наковальней.

Для проведения экспериментальных исследований был создан специальный стенд (рис. 1), оснащенный измерительной и регистрирующей аппаратурой, включающей усилитель 8 АНЧ и осциллограф Н-115.

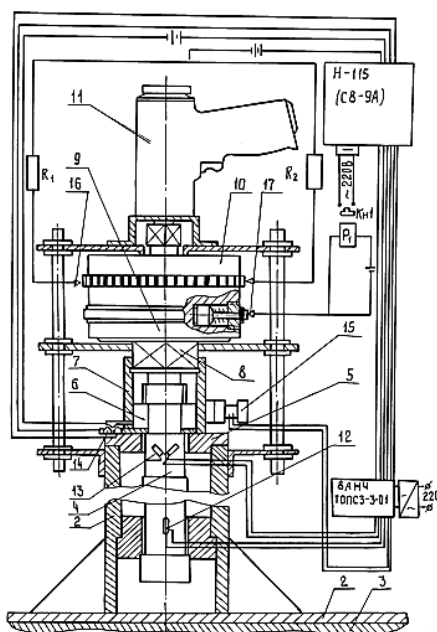


Рис. 1. Стенд для проведения комплексных экспериментальных исследований

Электрокинематическая схема стенда (рис. 1) состоит из разрезной стойки 1 с основанием 2, закрепленной на стендовой плите 3. В стойке 1 размещается резьбовое соединение 4 со сменным пакетом промежуточных деталей стыка 5. На гайке 6 установлен гаечный ключ 7, соединенный со шпинделем ударного механизма 9, ударник 10 кинематически связан с приводом 11. При этом стенд оснащен следующими датчиками: резьбовое соединение – тензодатчиками 12 и 13, фиксирующими осевое удлинение болта и его кручение, гайка 6 и гаечный ключ 7 – контактным датчиком относительно перемещения 14, кроме этого, на гаечном ключе 6 установлен тензометрический акселерометр 15, фиксирующий угловое ускорение ключа 6.

На ударнике 9 размещены датчики 16, фиксирующие величину и характер изменения угловой скорости ударника 10 и датчик 17, обеспечивающий включение регистрирующей аппаратуры в нужный момент времени. Для исследования динамики движения элементов гайковерта (ударника и наковальни), а также гаечной насадки и гайки после удара стенд был оснащен специальными датчиками. Угловая скорость ударника и направление его вращения фиксировались при помощи контактного датчика. Осевое усилие в болте при этом определялось по величине деформации растяжения болта согласно зависимости:

$$Q = \lambda_0 \delta_0. \quad (1)$$

При определении податливости болта  $\delta_0$  учитывались податливость стержня болта, податливость резьбы и головки болта:

$$\lambda = \frac{\ell_0}{EF} + \lambda_p + \lambda_{2.б},$$

где  $\ell_0$  – длина растягиваемой части болта;

$F_0$  – площадь поперечного сечения стержня болта;

$E$  – модуль упругости материала болта.

Податливость резьбы и головки болта вычислялись по приближенным формулам:

$$\lambda_p = \frac{0,49}{d_2 E} \sqrt{1,44 + 9,28 \frac{S}{d_0}}, \quad (2)$$

где  $d_0$  – наружный диаметр резьбы;

$d_2$  – средний диаметр резьбы;

$$\lambda_{2.б.} \approx \frac{0,15}{hE}, \quad (3)$$

где  $h$  – высота головки болта.

Податливость исследуемой крепежной детали составила  $\lambda_0 = 2,517 \times 10^{-5}$  мм/Н.

Во время тарировки на ленте осциллографа записывалось отклонение светового луча, величина которого пропорциональна осевому усилию в болте. Затем был построен тарировочный график (рис. 2). Согласно этому графику масштабный коэффициент может быть принят:

$$k_m = \frac{\sigma}{\ell_2} = 1,8 \frac{\text{Н/мм}^2}{\text{мм}}.$$

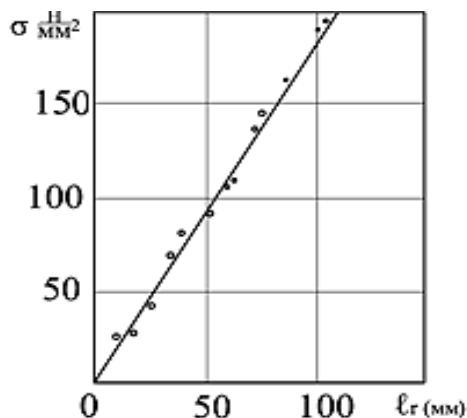


Рис. 2. Тарировочный график тензометрических датчиков по осевому усилию

В процессе статической затяжки резьбового соединения через деформацию его элементов определялись также зависимость между приложенным к гайке крутящим моментом и углом ее поворота и относительная податливость крепежной детали. Общая деформация резьбового соединения в процессе затяжки находилась путем замера угла поворота гайки:

$$\delta_0 + \delta_1 = \frac{\varphi}{360^0} S \cdot$$

По результатам этих замеров построен график податливости крепежной детали и резьбового соединения (рис. 3).

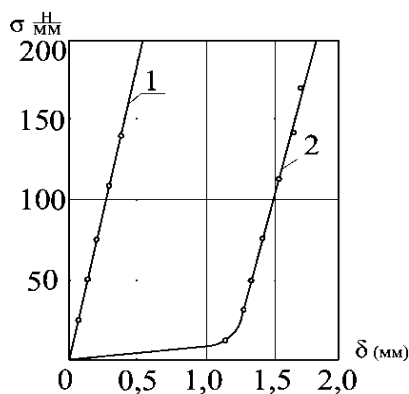


Рис. 3. Графики податливости исследуемого болта и общей податливости резьбового соединения:

1 – 1-я тарировка; 2 – 2-я тарировка

Приведенный коэффициент трения в исследуемом резьбовом соединении определялся из зависимости:

$$k = \frac{4M_{кл}}{\sigma \pi d_0^3}, \tag{4}$$

где  $M_{кл}$  – крутящий момент на ключе:

$\sigma$  – напряжение затяжки болта.

Крутящий момент, развиваемый гидравлическим рычажным гайковертом, пропорционален давлению в гидросистеме:

$$M_{кл} = p \frac{\pi(d_n^2 - d_{ш}^2)}{4} h_{кл}, \quad (5)$$

где  $p$  – давление в гидросистеме гайковерта;

$d_n$  – диаметр поршня гидроцилиндра;

$d_{ш}$  – диаметр штока гидроцилиндра;

$h_{кл}$  – плечо силы, приложенной от штока к ключу, относительно оси болта.

Давление в гидросистеме измерялось манометром, подключенным к рабочей полости гидроцилиндра.

В процессе исследований была получена зависимость напряжения в крепежной детали от крутящего момента гайковерта, представленная графически на рис. 4. График этой зависимости с достаточной точностью может быть аппроксимирован прямой. Это свидетельствует о том, что коэффициент можно считать постоянным. Величина этого коэффициента, определенная по формуле (4), составляет 0,165. Это значение коэффициента  $k$  хорошо согласуется с литературными данными.

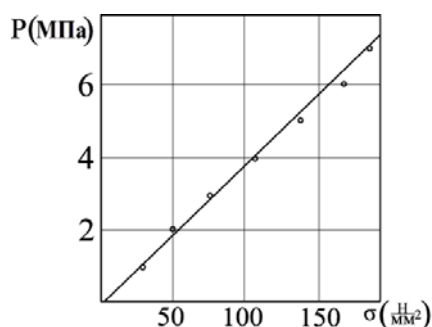


Рис. 4. Зависимость напряжения в крепежной детали от давления в гидросистеме

Фрагмент типовой осциллограммы, полученной при ударной затяжке резьбового соединения, приведен на рисунке 5. Кривые *А*, *Б* и *В* на этом рисунке характеризуют движение, соответственно, наковальни, ударника и ползуна. Кривые *Г* и *Д* показывают изменение осевого усилия и крутящего момента в стержне болта, а кривая *К* – момент соударения ползунов ударника с кулачками наковальни. Отметка времени на осциллограмме показана вертикальными линиями.

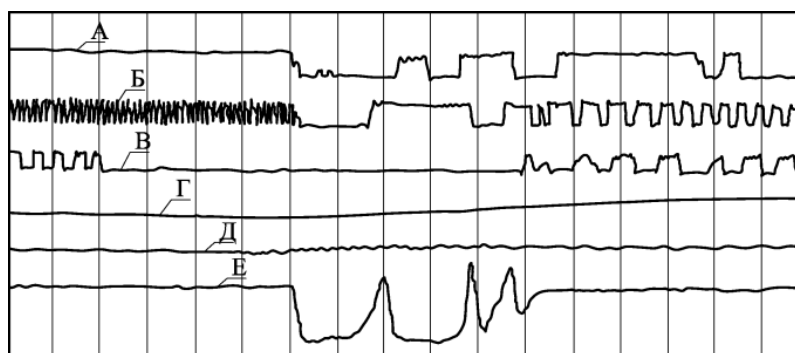


Рис. 5. Типовая осциллограмма исследования гайковерта ударного действия (фрагмент)

По данным, полученным при расшифровке кривых *A* и *B* на осциллограммах, можно определить угловую скорость ударника и наковальни до и после соударения:

$$\omega = \frac{2\pi n}{NT}, \quad (6)$$

где  $N$  – количество зубьев на импульсных преобразователях ударника и наковальни;  
 $n$  – количество импульсов на осциллограмме (кривые *A* и *B*) между двумя соседними отметками времени;

$T$  – интервал между отметками времени на осциллограмме.

Так как кривая *B* после удара характеризует скорость ударника по отношению к наковальни, то соотношение частот импульсов на этой кривой после соударения и до него определяет коэффициент восстановления угловой скорости:

$$R = \frac{n_B^+}{n_B^-}$$

Значение коэффициента восстановления, определенное в диапазоне угловых скоростей  $55 \dots 80 \text{ сек}^{-1}$ , составляет  $0,40 \dots 0,42$ .

Анализ геометрических и динамических характеристик гайковерта показывает, что значение коэффициента восстановления находится в пределах:

$$\frac{1}{1 + 2\alpha} < R < \frac{1}{\alpha},$$

где  $\alpha$  – соотношение моментов энергии пассивной и активной масс.

При таком значении коэффициента восстановления будет иметь место бесконечно ударный режим соударения с промежуточными остановками пассивной массы. Эксперименты подтвердили эти выводы. На осциллограммах, полученных при наворачивании гайки на резьбовой конец болта (при этом трение на торце гайки отсутствует), наблюдаются повторные соударения ударника с наковальней.

В табл. 1 приведены характеристики исследуемого гайковерта, а в табл. 2 – значения угловых скоростей элементов гайковерта в процессе нескольких соударений.

Таблица 1

Характеристики исследуемого гайковерта

Соударяющиеся массы		Момент инерции, Н·мм·с		Масса, кг
Активная	Ударник	430		40,8
Пассивная	Наковальня	286	468	22,8
	Ключ	107		15,6
	Гайка	75		17,2

Таблица 2

Значения угловых скоростей

Элемент гайковерта	Угловая скорость, $\text{с}^{-1}$			
	1-е соударение		2-е соударение	
	До соударения	После соударения	До соударения	После соударения
Наковальня	0	52,2	0	20,2
Ударник	63,9	25,45	25,45	14,5

Из приведенных данных видно, что угловая скорость ударника после второго соударения в 2,5 раза меньше, чем после первого соударения. Таким образом, энергия наковальни после второго соударения составляет около 15 % ее энергии после первого соударения. Необходимо отметить, что повторные соударения по заторможенной наковальне, возникающие в процессе ударной затяжки, не всегда оказывают эффективное воздействие. При значительном моменте сопротивления в резьбовом соединении уже при втором соударении энергия наковальни оказывается недостаточной, и вся эта энергия гасится на упругие колебания системы «гайковерт – резьбовое соединение».

На основании осциллограмм, полученных при затяжке резьбового соединения, можно построить экспериментальные зависимости напряжений в затягиваемой крепежной детали от количества ударов гайковерта.

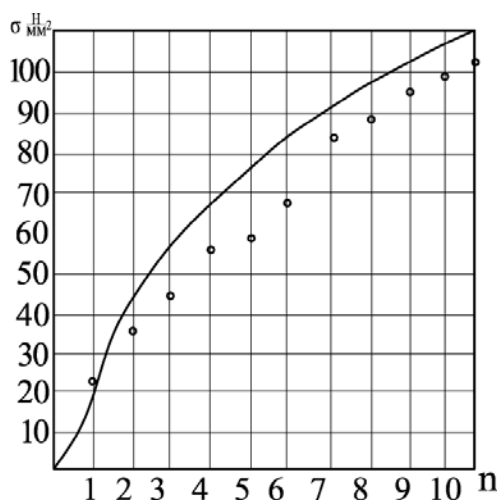


Рис. 6. Зависимость напряжения в крепежной детали от количества ударов гайковерта.

Сравнение теоретических и экспериментальных данных показывает, что теоретические зависимости дают завышение значений напряжения затяжки на 10...15 %. Испытания показали, что при ударной затяжке в крепежной детали после одиннадцатого удара создано напряжение  $\sigma = 110 \text{ Н/мм}^2$ .

Напряжение в крепежной детали можно повысить путем увеличения энергии единичного удара до максимально возможной.

## ВЫВОДЫ

Результаты эксперимента позволяют судить о правильности методики расчета перемещения ползунов. Таким образом, экспериментальные исследования подтвердили возможность применения динамических расчетных моделей элементов ударного гайковерта и резьбового соединения. В результате экспериментов также подтверждена эффективность ударного гайковерта при затяжке резьбовых соединений с диаметром резьбы 48 мм и более.

## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Семиков В. Г. Ударные гайковерты для крупных резьбовых соединений / В. Г. Семиков, А. Л. Еськов, В. П. Шелуханов // Оборудование и инструмент. – Харьков : ЦентрИнформ, 2003. – № 02 (37). – С. 60.
2. А. с. 1752535 СССР. Пневматический гайковерт / С. С. Красовский (СССР). – № 4800486; заявл. 11.03.1990; опубли. 07.08.1992; Бюл. № 29.
3. А. с. 1710327 (СССР). Гайковерт для сборки крупных резьбовых соединений / С. С. Красовский (СССР). – № 4791817; заявл. 19.02.1990; опубли. 07.02.1992; Бюл. № 5.

Статья поступила в редакцию 10.12.2011 г.