

АНАЛИТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОЦЕССА СБОРКИ ГРУППОВЫХ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Искрицкий В. М., Водолазская Н. В.

В статье проанализированы особенности сборочных технологий на примере групповых резьбовых соединений. Рассмотрены вопросы влияния податливости элементов стыка на степень затяжки крепёжных деталей. Получены аналитические зависимости для определения изменения характера нагружения этих деталей для симметричного фланцевого стыка в процессе их поочередной парной затяжки. Представлены варианты расчета изменения усилий в затягиваемых парах резьбовых соединений, а также их графическая интерпретация. Предложены рекомендации по использованию полученных расчетных зависимостей при затяжке за один и несколько обходов.

У статті проаналізовані особливості процесу технології складання на прикладі групового різьбового з'єднання. Розглянуті питання впливу податливості елементів стику на ступінь затягування кріпильних деталей. Отримані аналітичні залежності для визначення змінення характеру навантаження цих деталей для симетричного фланцевого стику під час процесу почергового парного затягування. Представлені варіанти розрахунків змінення зусиль в парах різьбових з'єднань, що затягуються, а також їх графічна інтерпретація. Запропоновані рекомендації по використанню отриманих розрахункових залежностей при затягуванні за один і декілька обходів.

Features of assembly technologies on an example of group threaded connections are analyzed in this paper. Questions of influence of a suppleness of joint elements on degree of an inhaling of fixing details are considered. Analytical dependences for definition of change of nature of loading of these details for a symmetric flange joint in the course of their serial pair inhaling are received. Several type of calculation of efforts change in tightened pairs of threaded connections and also their graphic interpretation are presented. Recommendations about use of the received settlement dependences are offered at an inhaling for one and several rounds.

Искрицкий В. М.

доц., доц. каф. ТМ

ДГМА

texmex@dgma.donetsk.ua

Водолазская Н. В.

канд. техн. наук, доц. каф. ТМиКМ

ФГБОУ ВО БГАУ

vnv26@bk.

ДГМА – Донбасская государственная машиностроительная академия, г. Краматорск;
ФГБОУ ВО БГАУ – Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Белгородский государственный аграрный университет имени В. Я. Горина».

УДК 621.83.519.8

Искрицкий В. М., Водолазская Н. В.

АНАЛИТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОЦЕССА СБОРКИ ГРУППОВЫХ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

От уровня полготовки сборочного производства в значительной степени зависит эффективность производства технологического оборудования для различных отраслей промышленности: машиностроения [1], металлургии [2], горной [3] и др. Трудоемкость сборочных операций, например, в машиностроении [4, 5] составляет 20...50% изготовления продукции. Немалая доля этой трудоемкости приходится на качественную сборку резьбовых соединений [6, 7, 8]. Технология сборки резьбовых соединений предусматривает получение в крепёжных деталях (болтах, шпильках и т. п.) при их предварительной затяжке нормированных сравнительно одинаковых осевых усилий, равномерно нагружающих уплотнительную прокладку [9, 10, 11]. Сложность обеспечения равномерного нагружения крепёжных деталей связана с уменьшением осевых усилий в ранее затянутых болтах при поочередной затяжке следующих болтов.

Проблема влияния затяжки на работу резьбового соединения является достаточно актуальной, о чем свидетельствует значительное количество работ, посвященных этому вопросу. Так, для сборки однотипных мелких резьбовых соединений (обычно с диаметром резьбы до 20 мм) большинство авторов рекомендуют использовать автоматизированную и автоматическую сборку [12, 13, 14], для резьбовых соединений средних диаметров (до 48 мм) обычно используют ударную затяжку [15, 16]. А для крупных резьбовых соединений целесообразно использовать гайковерты статического действия [17], особенно при затяжке групповых резьбовых соединений. В указанных выше работах достаточно полно освещены вопросы влияния затяжки на работу резьбового соединения, определены условия обеспечения плотности стыка, приводится решение задачи о совместном действии усилия затяжки болта и внешней осевой нагрузки, а также приведены методы определения напряжения в наиболее нагруженном болте групповых резьбовых соединений. Однако, во всех этих случаях крепёжные детали считаются уже нагруженными требуемыми усилиями затяжки, а сам процесс сборки, влияние податливости элементов резьбового соединения на степень снижения осевых усилий не рассматривается. В исследованиях по вопросам технологии сборки резьбовых соединений [18] приводятся только рекомендации об определенной последовательности затяжки крепёжных деталей стыков различной формы. Определение изменения степени нагружения ранее затянутых крепёжных деталей группового резьбового соединения приобретает актуальное значение при разработке оптимального алгоритма их сборки, определении необходимого числа обходов затяжки, выбора необходимых усилий в крепёжных деталях.

Целью данной работы является определение зависимости осевых усилий в затянутых крепёжных деталях от конструктивных особенностей резьбового соединения, податливости его элементов, последовательности и степени их нагружения.

Для достижения поставленной цели необходимо проанализировать групповое резьбовое соединение. При этом необходимо учитывать, что для сборки крупных резьбовых соединений, в большинстве случаев, нет возможности использовать стационарные сборочные автоматы и многошпindelные установки. Особая проблема существует при ремонтах, например, металлургического и нефтехимического оборудования (рис. 1). В случае кольцевых симметричных стыков, где резьбовые детали расположены по кругу, как уже отмечалось выше, рекомендуется производить одновременную затяжку двух диаметрально противоположных гаек с помощью двухпозиционных гидравлических гайковертов [19]. Такая парная

затяжка позволяет более равномерно нагружать детали стыка, не допускать перекосы фланца, избегать нагружения стержней болтов изгибающими моментами.

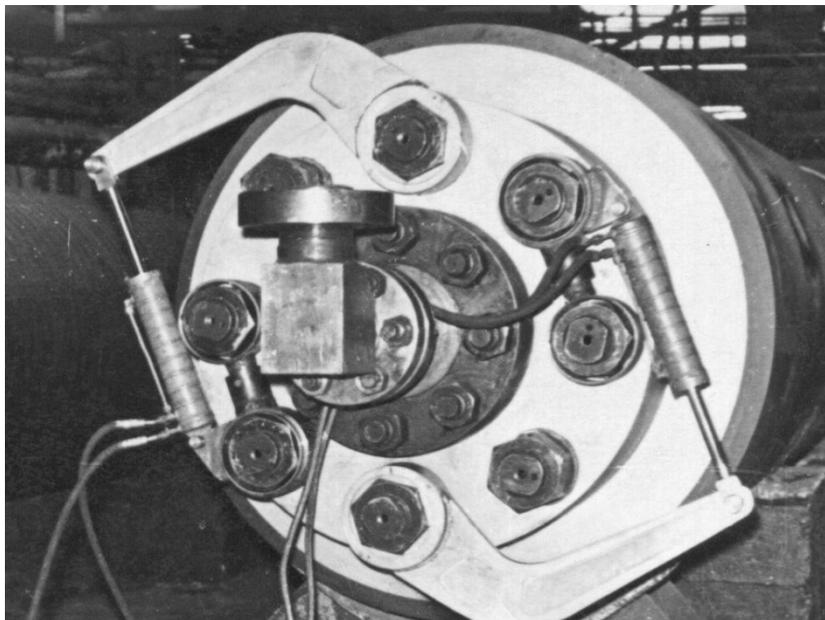


Рис.1. Парная затяжка двух диаметрально противоположных гаек с помощью двухпозиционного гидравлического гайковерта

При нагружении первой пары болтов суммарным усилием $P = 2Q_1$ они получают удлинение $\delta_0 = P \cdot \lambda_0$, где λ_0 – коэффициент осевой податливости затягиваемых болтов. Под действием этой нагрузки детали стыка сожмутся на величину $\delta_1 = P \cdot \lambda_1$, где λ_1 – коэффициент осевой податливости стягиваемых деталей. Зависимость этих деформаций от усилия затяжки представлена графически на диаграмме усилий и деформаций в групповом резьбовом соединении (рис. 2). На этом рисунке точки A_0 и A_1 характеризуют напряженные состояния болтов и деталей стыка при первом нагружении. После затяжки второй пары болтов таким же усилием $P = 2Q_1$ стягиваемые детали получают дополнительную деформацию сжатия Δl_2 , и их нагружение станет равным:

$$Q_2 = P + \frac{\Delta l_2}{\lambda_1}. \quad (1)$$

Эта дополнительная деформация приведет к разгрузке ранее затянутой пары болтов на величину $\Delta P^{(2)} = \frac{\Delta l_2}{\lambda_0}$, и суммарное осевое усилие в болтах этой пары станет равным

$P_{01}^{(2)} = P - \Delta P^{(2)} = P - \frac{\Delta l_2}{\lambda_0}$, а общее усилие в болтах после второй затяжки составит:

$$Q_2 = P + \left(P - \frac{\Delta l_2}{\lambda_0} \right). \quad (2)$$

Приравнявая выражения (1) и (2), определим дополнительную деформацию:

$$\Delta l_2 = P \frac{\lambda_0 \cdot \lambda_1}{\lambda_0 + \lambda_1}. \quad (3)$$

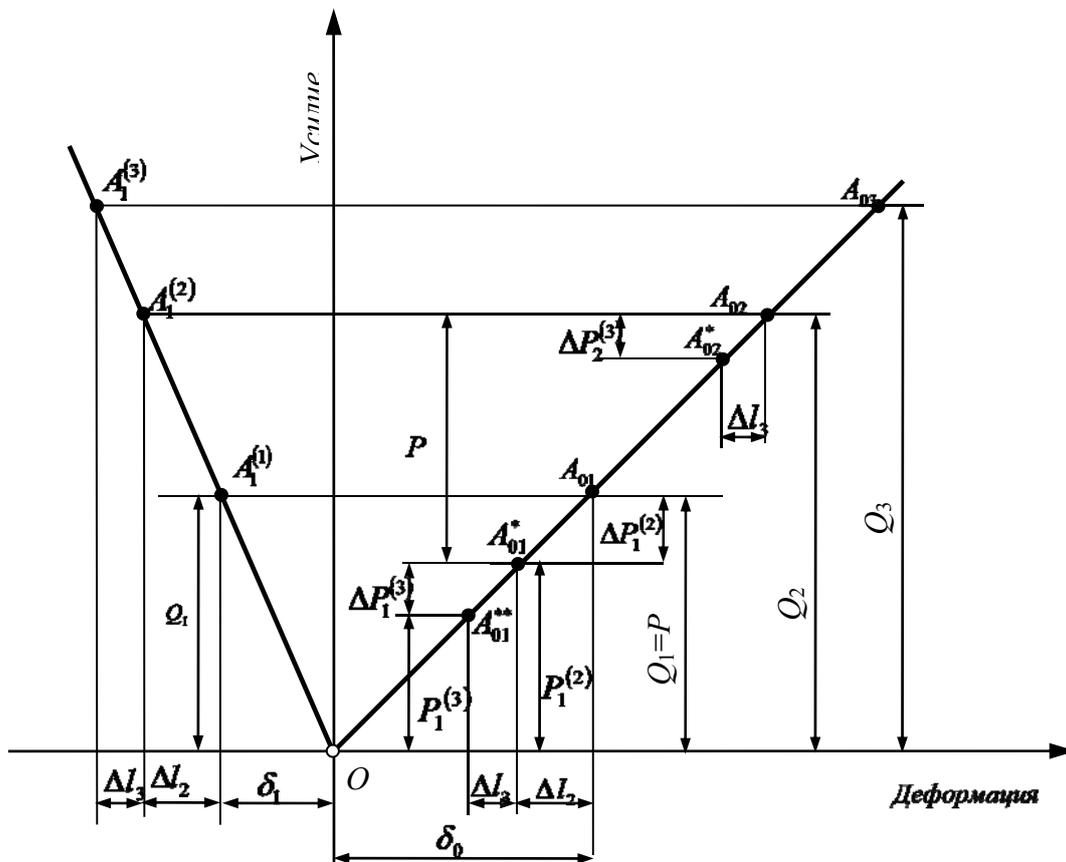


Рис. 2. Диаграмма усилий и деформаций в групповом резьбовом соединении

С учетом (3) снижение осевого усилия в болтах первой пары после второй затяжки составит:

$$\Delta P_1^{(2)} = P \frac{\lambda_1}{\lambda_0 + \lambda_1} = P \frac{\eta}{1 + \eta}, \tag{4}$$

где $\eta = \frac{\lambda_1}{\lambda_0}$ – относительная податливость в соединении. Тогда болты первой пары

окажутся затянутыми усилием (точка A_{01}^* на рис. 2):

$$P_{01}^{(2)} = P \left(1 - \frac{\eta}{1 + \eta} \right) = P \cdot \frac{1}{1 + \eta}, \tag{5}$$

При этом общее осевое усилие в крепежных деталях после второй затяжки (точка $A_0^{(2)*}$ на рис. 2) станет равным:

$$Q_2 = P + P \frac{1}{1 + \eta}. \tag{6}$$

В результате затяжки третьей пары болтов до усилия $P = 2Q_i$, появление дополнительной деформации стягиваемых деталей Δl_3 приведет к увеличению усилия сжатия деталей стыка на величину $\Delta P_1^{(3)} = \frac{\Delta l_3}{\lambda_1}$, до значения (точка $A_1^{(3)}$ на рис. 2):

$$Q_3 = Q_2 + \frac{\Delta l_3}{\lambda_1}. \tag{7}$$

При этом произойдет уменьшение осевых усилий в парах болтов первой и второй затяжек на величину $\Delta P_0^{(3)} = \frac{\Delta l_3}{\lambda_0}$ до значения (точка $A_1^{(3)}$ на рис. 2):

$$Q_3 = Q_2 + P - 2 \frac{\Delta l_3}{\lambda_0}. \quad (8)$$

Из равенства величин (7) и (8) вычисляется приращение деформации деталей стыка после третьей затяжки:

$$\Delta l_3 = P \frac{\lambda_0 \cdot \lambda_1}{\lambda_0 + 2\lambda_1}, \quad (9)$$

и уменьшение осевых усилий в каждой из двух ранее затянутых парах болтов

$$\Delta P_1^{(3)} = \Delta P_2^{(3)} = P \frac{\lambda_1}{\lambda_0 + 2\lambda_1} = P \frac{\eta}{1 + 2\eta}. \quad (10)$$

Тогда усилие в первой паре после третьей затяжки (точка A_{01}^{**} на рис.2) будет:

$$P_1^{(3)} = P \cdot \left(1 - \frac{\eta}{1 + \eta} - \frac{\eta}{1 + 2\eta} \right), \quad (11)$$

а во второй паре:

$$P_2^{(3)} = P \left(1 - \frac{\eta}{1 + 2\eta} \right). \quad (12)$$

Тогда общее осевое усилие в крепежных деталях после третьей затяжки (точка $A_0^{(3)}$ на рис. 2), будет:

$$Q_3 = P + P_1^{(\#)} + P_2^{(3)} = P + P \frac{1}{1 + \eta} + P \frac{1}{1 + 2\eta}. \quad (13)$$

Проведенный анализ позволяет установить, что после окончания первого обхода (осуществления N -ной затяжки) снижение осевого усилия в k -той паре будет равным:

$$\Delta P_k^{(N)} = P \cdot \sum_{j=k}^{N-1} \left(\frac{\eta}{1 + j\eta} \right), \quad (14)$$

суммарное осевое усилие в двух болтах k -той пары:

$$P_k^{(N)} = P - \Delta P_k^{(N)} = P - P \cdot \sum_{j=k}^{N-1} \left(\frac{\eta}{1 + j\eta} \right), \quad (15)$$

а общее усилие затяжки:

$$Q_N = \sum_{k=1}^N P \cdot \frac{1}{1 + (k-1)\eta}. \quad (16)$$

На основании полученных зависимостей проведены расчёты общего усилия затяжки после первого обхода резьбовых соединений с различным количеством затягиваемых пар ($N=1 \dots 12$) при различных значениях относительной податливости стыка. Представленные на рис. 3 результаты этих расчётов графически отображают зависимость степени затяжки соединения от количества крепёжных деталей, податливости деталей стыка. Расчёты показывают, что для случаев, когда $N > 1$ общее усилие затяжки после первого обхода $Q_N < Q_{зат} = P \cdot N$, т.е. первый обход не обеспечивает требуемую затяжку группового резьбового соединения. Поэтому для создания в соединении требуемого усилия $Q_{зат} = P \cdot N$ необходимо продолжать осуществление обходов (второй, третий и последующие обходы). Эта необходимость подтверждается и расчетами усилий P_k^N в затягиваемых парах в конце первого обхода, значения которых для соединения с шестью затягиваемыми парами представлены на рис. 4.

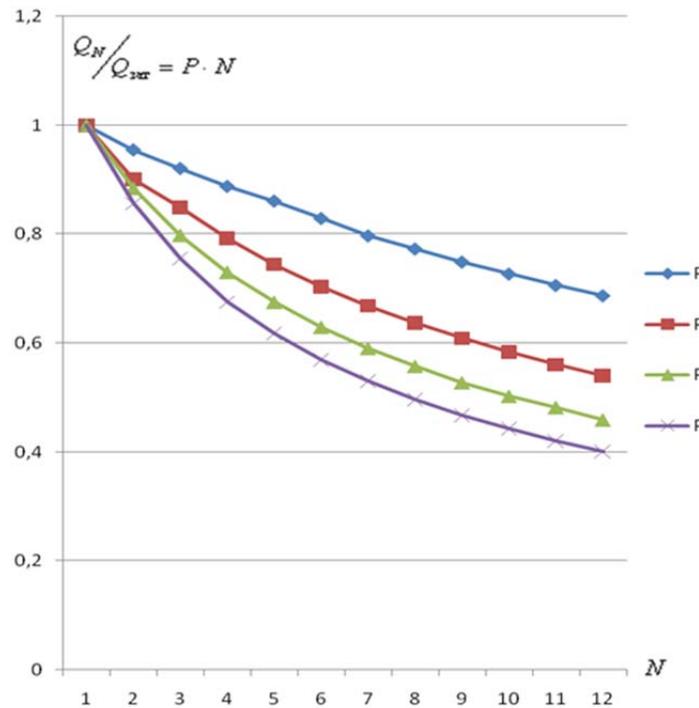


Рис. 3. Зависимость общего усилия затяжки группового резьбового соединения после первого обхода от количества крепёжных деталей

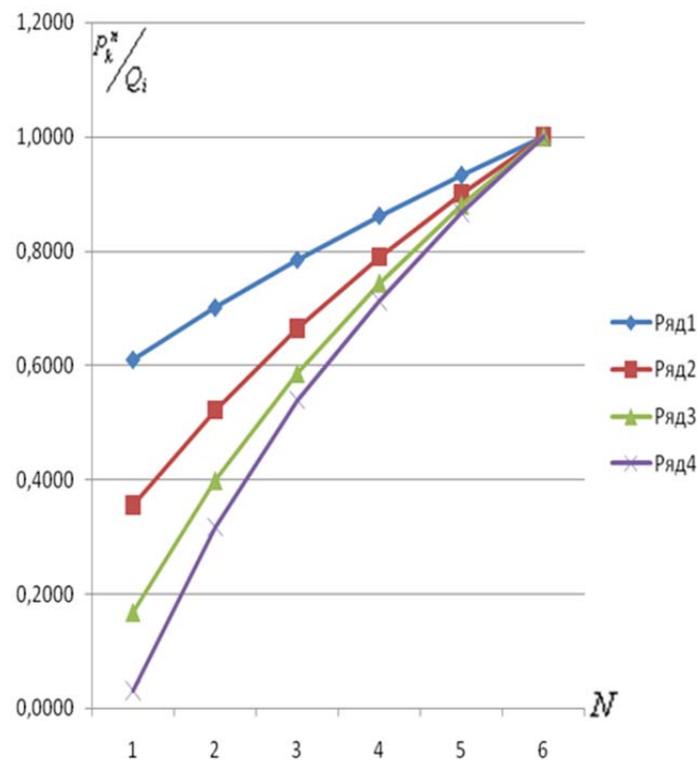


Рис. 4. Степень нагружения P_k^n / Q_i крепёжных деталей группового резьбового соединения после первого обхода их затяжки

На представленных рисунках приняты такие обозначения:

- Ряд 1 – для относительной податливости $\eta=0,1$;
- Ряд 2 – для относительной податливости $\eta=0,2$;
- Ряд 3 – для относительной податливости $\eta=0,3$;
- Ряд 4 – для относительной податливости $\eta=0,4$.

Из анализа полученных результатов можно установить, что значительное падение осевого усилия в конце первого обхода наблюдается в деталях после затяжки первой пары болтов. А при высоких значениях относительной податливости и значительном количестве крепёжных деталей усилия в деталях первой затяжки может снизиться до нуля.

Затяжку группового резьбового соединения можно осуществить и за один обход, если последовательно нагружать затягиваемые пары увеличенными усилиями затяжки $P_k^* = \xi_k \cdot P$. Коэффициент перегрузки ξ для соединения с N затягиваемыми парами определяется зависимостью:

$$\xi_k^N = 1 + \frac{1}{P} \cdot \sum_{j=k}^{N-1} \Delta P_k^N, \quad (17)$$

где ΔP_k^N – вычисляется по формуле (14).

Однако, при большом количестве затягиваемых пар и высокой относительной податливости соединения, численные значения коэффициентов перегрузки затрудняют применение такой технологии по условиям прочности крепёжных деталей. Так, расчетные значения коэффициентов перегрузки могут находиться в диапазоне 1...2,7712 для нескольких типовых размеров соединений и при их различной относительной податливости. Это свидетельствует о том, что для затяжки за один обход соединений, например, с шестью затягиваемыми парами требуется первоначальное такое нагружение крепёжных деталей, которое превышает расчетное усилие затяжки в полтора раза.

Поэтому для сборки соединений с $n > (6...8)$ следует применять многообходную затяжку, анализ процесса которой требует дополнительного изучения.

ВЫВОДЫ

В процессе затяжки деталей группового резьбового соединения имеет место снижение степени нагружения ранее затянутых крепёжных деталей при затяжке последующих. Интенсивность такого уменьшения осевых усилий возрастает с увеличением относительной податливости элементов соединения. Следовательно, для обеспечения равномерности нагружения фланцевых стыков требуется осуществление повторной затяжки деталей группового резьбового соединения.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Схиртладзе А. Г. Технологическое оборудование машиностроительных производств : учеб. пособие для машиностроит. спец. вузов / А. Г. Схиртладзе, В. Ю. Новиков ; под. ред. Ю. М. Соломенцева. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Высш. школа, 2002. – 407 с.
2. Искрицкий В.М. Сборка резьбовых соединений металлургического оборудования / В. М. Искрицкий, Е. Г. Водолазская, Н. В. Водолазская // Совершенствование процессов и оборудования обработки давлением в металлургии и машиностроении. – Вып. 4. – Краматорск, 1998. – С. 392–394.
3. Водолазська Н. В. Аналіз надійності асинхронних електродвигунів гірничо-транспортуючих машин / Н. В. Водолазська, Ю. В. Мелещук, І. А. Китченко // Вісник Донбаської державної машинобудівної академії. – Краматорськ: ДДМА. – 2008. – №1(11). – С. 52–55.
4. Арпентьев Б. И. Механизация и автоматизация сборочных работ на машиностроительных предприятиях / Б. И. Арпентьев, А. С. Зенкин, А. Н. Куцын. – К. : Техника, 1994. – 232 с.

5. Водолазская Н. В. Комплексный анализ трудоемкости механосборочных работ / Н. В. Водолазская // *Прогрессивные технологии и системы машиностроения*. – Вып. 15. – Донецк : ДонГТУ, 2001. – С. 47–53.
6. Водолазська Н. В. Моделі, алгоритми і технічні засоби забезпечення якості складання різьбових з'єднань: монографія / Н. В. Водолазська. – Донецьк: ДВНЗ «ДонНТУ». – 2013. – 207 с.
7. Водолазская Н. В. Сборка резьбовых соединений. Проблемы и перспективы совершенствования технологии сборочных процессов: монография / Н. В. Водолазская, В. М. Искрицкий, Е. Г. Водолазская. – Краматорск : ДГМА, 2014. – 192 с.
8. Водолазская Е. Г. О повышении качества сборки резьбовых соединений / Е. Г. Водолазская, Н. В. Водолазская // *Наука і освіта-98*. Том9. – Дніпропетровськ, 1998. – С. 382.
9. Захаров В. Н. Определение неравномерности усилия затяжки в групповом резьбовом соединении / В. Н. Захаров // *Электрофизические методы обработки сплавов и вопросы технологии авиадвигателестроения*. Труды, вып. 47, Куйбышевский авиационный институт им. С.П.Королева, Куйбышев, 1971. – С. 98–105.
10. Wodolazskaja N. W. Dynamika procesu modułowego montażu połączeń śrubowych / N. W. Wodolazskaja, E. G. Wodolazskaja, W. M. Iskrickij // *Technologia i automatyzacja montażu*. – Warszawa: OBR “ТЕКОМА”, 2002. – № 1. – С. 30–32.
11. Osgood C. C. How causticity influences Bolted – Joint Design // *Machine Design*, 1972. № 6 (44), P. 104 – 107.
12. Водолазская Н. В. Анализ технологии автоматизированной сборки винтовых соединений / Н. В. Водолазская // *Прогрессивные технологии и системы машиностроения*. – Донецк, 2002. – Выпуск 19. – С. 31–36.
13. Водолазская Н. В. Расчет числа сборочных позиций с учетом конструктивного размещения элементов роторно-многоярусной сборочной машины для резьбовых изделий / Н. В. Водолазская // *Наукові праці Донецького національного технічного університету*. Серія: Машинобудування і машинознавство. – Вып. 92. – Донецк : ДонНТУ, 2005. – С. 217–221.
14. Водолазская Н. В. Технологические особенности определения количества сборочных позиций роторно-многоярусных машин / Н. В. Водолазская // *Вісник Донбаської державної машинобудівної академії*. – Краматорськ : ДДМА, 2005. – № 2. – С. 118–121.
15. Искрицкий В.М. Динамика процесса соударения в механизмах для сборки резьбовых соединений / В. М. Искрицкий, Н. В. Водолазская, Е. Г. Водолазская // *International scientific conference UNITECH'04. Proceedings*. – Vol. 1. – Gabrovo, Bulgaria, 18–19 November 2004. – P 244 –249.
16. Водолазская Е. Г. Выбор энергетических параметров блоков технологического воздействия для сборки резьбовых соединений / Е. Г. Водолазская, В. М. Искрицкий, Н. В. Водолазская // *Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем*. Зб. наук. праць. – Вып. 15. – Краматорськ : ДДМА, 2004. – С. 174–180.
17. Биргер И. А., Иосилевич. Г. Б. Резьбовые и фланцевые соединения. – М. : Машиностроение, 1990. – 368 с.
18. Тамаркин М. А. Технология сборочного производства / М.А. Тамаркин, Э. Э. Тищенко, И. В. Давыдова – Ростов н/Д.: Феникс, 2007. – 270 с.
19. А. с. 579132 СССР, МКИ В25В 21/00. Рычажный гайковерт. / В. Н. Бузунов, Е. Г. Водолазская, В. М. Искрицкий, В. И. Останкевич. – № 2198944 / 25–28 ; заявл. 15.12.75 ; опубл. 05.11.77 ; Бюл. № 41.