

DOI: 10.15593/2224-9982/2021.64.07

УДК 621.8

М.М. Базуев, В.С. Кокшаров, А.М. Найчук

Пермский национальный исследовательский политехнический университет,
Пермь, Россия

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ РАЗБРОСА ДЕЙСТВИТЕЛЬНЫХ РАЗМЕРОВ ЗВЕНЬЕВ НА ПЕРЕДАТОЧНУЮ ФУНКЦИЮ МЕХАНИЗМА СКАЛОЧНОЙ ПОЛУАВТОМАТИКИ

В данной работе проводится анализ отклонений действительных размеров звеньев от номинальных и их совокупного влияния на перемещение конечного элемента цепи рычажного механизма скалочной полуавтоматики. Рассматриваемый механизм был преобразован к эквивалентному, состоящему из низших поступательных и вращательных кинематических пар. В ходе структурного анализа механизм был разбит на группы Ассура с целью упрощения дальнейшего кинематического расчета. Расчет проводился последовательно, отдельно для каждой структурной группы. На основании этого была разработана математическая модель кинематики механизма скалочной полуавтоматики, учитывающая реальные размеры звеньев, т.е. возможные отклонения размеров звеньев от номинальных значений при любом их сочетании. На конкретном примере с заданными установочными размерами механизма построена передаточная функция выходного звена (клина), а по заданным допускам на размеры определен диапазон ее возможного изменения. Определены комбинации сочетаний размеров звеньев для границ диапазона изменения передаточной функции. Показано, что при допусках, заданных согласно ЕСДП, отклонение положения выходного звена при крайнем положении входного звена (толкателя) может достигать $\pm 10\%$ от рассчитанного по номинальным размерам. Данная модель может быть использована для решения задач оптимального подбора допусков и снижения стоимости изготовления изделия, исходя из кинематических ограничений, накладываемых на функциональность механизма. Предложенный подход построения и анализа аналитических математических моделей может быть актуален для множества отраслей производства: станкостроения, двигателестроения, оружейной и авиационной промышленности, в особенности там, где используются механизмы, образующие длинные кинематические цепи.

Ключевые слова: допуск, отклонение, кинематическая цепь, выходное звено, механизм скалочной полуавтоматики, передаточная функция, номинальный размер, кинематический анализ, структурная группа, математическая модель.

M.M. Bazuev, V.S. Koksharov, A.M. Naichuk

Perm National Research Polytechnic University, Perm, Russian Federation

RESEARCH OF THE INFLUENCE OF THE DISPERSION OF THE ACTUAL LINK SIZES ON THE TRANSMISSION FUNCTION OF THE MECHANISM OF ROD SEMI-AUTOMATICS

In this work, the analysis of real deviations from the nominal dimensions links, and their cumulative effect on the final movement of the chain linkage element rolling semiautomatic mechanism. The considered mechanism was converted to an equivalent one, consisting of lower translational and rotational kinematic pairs. In the course of the structural analysis, the mechanism was divided into Assur groups in order to simplify further kinematic calculations. The calculation was carried out sequentially for each of the structural groups separately. Based on this, a mathematical model of the kinematics of a rolling semiautomatic mechanism was developed, taking into account the real size of the links, that is, possible deviations of the links size from the nominal values for any combination of them. Using a specific example with the given installation dimensions of the mechanism, the transfer function of the output link (wedge) is built, and the range of its possible change is determined according to the specified dimensional tolerances. Combinations of link sizes for the boundaries of the range of change of the transfer function have been determined. It is shown that with the tolerances indicated in accordance with the Unified system of tolerances and fits, the deviation of the position of the output link at the extreme position of the input link (pusher) can reach $\pm 10\%$ of that calculated by the nominal dimensions. This model can be used to solve the problems of optimal selection of tolerances and reduce the cost of manufacturing a product, based on the kinematic restrictions imposed on the functionality of the mechanism. The proposed approach to the construction and analysis of analytical mathematical models can be relevant for a wide variety of industries: machine tool building, engine building, weapons industry and aircraft building, especially where mechanisms are used that form long kinematic chains.

Keywords: tolerance, size deviation, kinematic chain, output link, rolling semiautomatic mechanism, transfer function, nominal size, kinematic analysis, structural group, mathematical model.

Введение

В современной конструкторской практике при создании и расчете механизмов чаще всего используются данные номинальных размеров деталей. Влияние возможных отклонений рассматривается при учете сопряжения звеньев механизма, возможности его сборки и взаимозаменяемости деталей [1]. При этом не рассматривается влияние возможного отклонения реальных размеров деталей, наличие зазоров в сопряжениях и деформации звеньев на кинематику ключевых звеньев, что, в свою очередь, сказывается на работе механизма: способности выполнения возложенных на него функций. На практике отклонение размеров деталей принимается исходя из рекомендаций справочников ЕСДП (единая система допусков и посадок), данные которых были получены на основе опыта, теоретических и экспериментальных исследований [1, 2]. Рекомендации в этих справочниках справедливы для возможного сопряжения двух звеньев либо для сборки при условии расчета размерной цепи, однако могут быть некорректными для длинных кинематических цепей.

При разработке нового изделия конструкторы сталкиваются с тем, что проблемы в работе механизмов изделия выявляются на этапе испытания опытного образца. Это вызывает необходимость вносить правки в конструкцию и документацию, назначая меньшие допуски, что может привести к иррационально большим затратам на изготовление. Для учета этих противоречащих требований конструктор, как правило, вынужден руководствоваться собственным опытом, а также справочными материалами, которые далеко не всегда могут быть применимы при создании нового изделия.

Решению этих задач посвящено множество исследований. Часть работ посвящена анализу допусков и подбору их оптимальной комбинации [3–11] в соответствии с определенными критериями, например стоимостью и простотой изготовления. Используются различные подходы для построения моделей: методы генерации случайных размеров [7]; целочисленного программирования [9], обеспечивающего оптимальный выбор с использованием древовидной структуры накладываемых ограничений; конечных элементов [11] и др. Для процессов автоматизации анализа допусков

предлагаются расширения для САД-систем [5], использующие базы данных САПР.

Для определенных задач требуется учесть вклад изменения геометрии звеньев в результате деформирования под действием приложенных сил. Подобные задачи рассмотрены в работах [12, 13].

Зазоры в сопряжениях деталей помимо биений и ударных нагрузок приводят к изменению целевых функций положения звеньев. Подобные исследования рассматриваются в работах [14–16].

Модель, предложенная в работах [17, 18], учитывает погрешности в позиционировании выходных звеньев манипуляторов, вызванные многофакторными причинами, такими как погрешности систем управления двигателя, неточность изготовления и др.

В данной работе проводится исследование влияния допусков на кинематику механизма скалочной полуавтоматики (рис. 1), часто применяемой в специальном машиностроении. Кинематическая цепь данного механизма состоит из пяти элементов и преобразует поступательное горизонтальное движение толкателя 1 в поступательное вертикальное движение клина 5. Оценка изменения закона движения клина как функция отклонений размеров отдельных звеньев позволит выработать рекомендации по оптимальному назначению допусков на изготовление деталей, обеспечивающих работоспособность механизма, исходя из его кинематического расчета.

Математическая модель механизма

Согласно работе [19], исходной схеме, изображенной на рис. 1, ставится в соответствие эквивалентная структурная схема механизма, образованная заменой высших кинематических пар кинематическими цепями с низшими вращательными и поступательными парами (рис. 2).

Искомую передаточную функцию $y_9 = y_9(x_1)$ выходного звена 9 (см. рис. 2) как функцию обобщенной координаты x_1 положения входного звена 1 (толкателя) определяют последовательно. Для этого механизм условно разбивается на кинематические цепи с нулевой степенью подвижности – структурные группы Ассура (рис. 3), для каждой из которых определяется соответствующая передаточная функция.

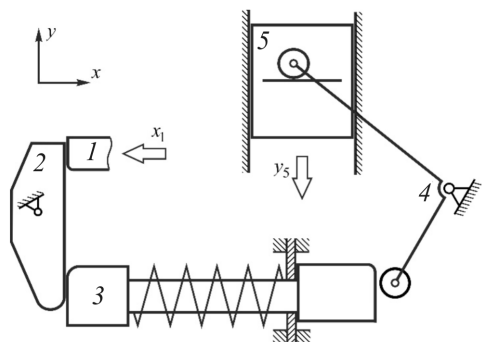


Рис. 1. Схема механизма скалочной полуавтоматики: 1 – толкатель, 2 – рычаг-ускоритель, 3 – скалка, 4 – рычаг с роликами, 5 – клин

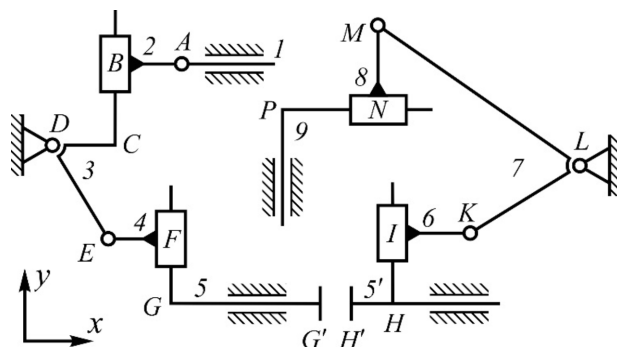


Рис. 2. Эквивалентная структурная схема механизма: цифрами (1–9) обозначены звенья эквивалентной схемы, а латинскими буквами (A–P) кинематические пары

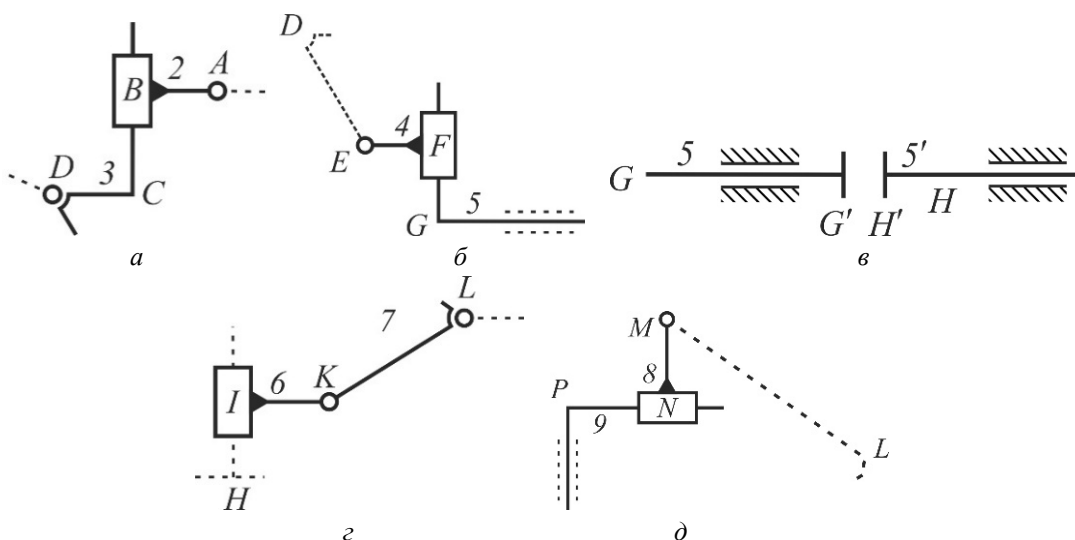


Рис. 3. Структурные группы Ассура (а, б, в, г) механизма скалочной полуавтоматики и иллюстрация зазора между звеньями (е)

Рассмотрим 1-ю структурную группу (см. рис. 3, а). Векторное уравнение положения звеньев группы запишется следующим образом:

$$\mathbf{AB} + \mathbf{BC} + \mathbf{CD} = \mathbf{AD}.$$

В проекциях на оси получим следующую систему уравнений:

$$\begin{aligned} O_x: & l_{AB} \cos(\pi + \varphi_3) + \\ & + (l_{BC} + \delta_{BC}) \cos(\varphi_3 + 3\pi/2) + \\ & + l_{CD} \cos(\pi + \varphi_3) = -(l_{CD} + l_{AB} + x_1); \\ O_y: & l_{AB} \sin(\pi + \varphi_3) + \\ & + (l_{BC} + \delta_{BC}) \sin(\varphi_3 + 3\pi/2) + \\ & + l_{CD} \sin(\pi + \varphi_3) = -l_{BC}, \end{aligned}$$

решением которой найдем неизвестную передаточную функции поворота 3-го звена от линейного перемещения входного звена:

$$\begin{aligned} \varphi_3(x_1) = & \\ = \arctan & \left[\frac{l_{BC}^2 l_{AB} - (x_1 + l_{AB})Q + l_{CD}(l_{BC}^2 - Q)}{l_{BC}[(l_{AB} + l_{CD})(l_{AB} + l_{CD} + x_1) + Q]} \right], \end{aligned} \quad (1)$$

где $Q = [l_{BC}^4 + x_1 l_{BC}^2 (2l_{CD} + 2l_{AB} + x_1)]^{1/2}$. Здесь и далее принимается, что l_{AB} и прочее – постоянные величины, равные длине соответствующего вектора (\mathbf{AB} и прочее) при начальном положении механизма ($x_1 = 0$); α_{DE} и прочее – постоянные углы, отсчитываемые от оси Ox против часовой стрелки до соответствующего вектора (\mathbf{DE} и прочее) при началь-

ном положении механизма; x_i, y_i, φ_i – переменные величины, определяющие перемещение вдоль осей или поворот на соответствующий угол i -го звена механизма; δ_{BC} и прочее – переменные величины, определяющие изменение длины соответствующего вектора (**BC** и прочее) в процессе работы механизма.

Для 2-й группы (см. рис. 3, б) векторное уравнение запишется в виде

$$\mathbf{DE} + \mathbf{EF} + \mathbf{FG} = \mathbf{DG},$$

а соответствующая ему система уравнений в проекциях на оси примет вид

$$\begin{aligned} O_x: l_{DE} \cos(\alpha_{DE} + \varphi_3) + \\ + l_{EF} = l_{DE} \cos \alpha_{DE} + l_{EF} + x_5; \\ O_y: l_{DE} \sin(\alpha_{DE} + \varphi_3) + \\ + \delta_{FG} = l_{DE} \sin \alpha_{DE}. \end{aligned} \quad (2)$$

Преобразуя систему уравнений (2), получим зависимость поступательного движения скалки 5 (см. рис. 2) как функцию вращательного движения рычага-ускорителя 3:

$$x_5(\varphi_3) = l_{DE} [\cos(\alpha_{DE} + \varphi_3) - \cos \alpha_{DE}]. \quad (3)$$

Наличие зазора между скалкой 5 и звеном 5' (см. рис. 3, в) при описании кинематики механизма можно представить в виде условного уравнения

$$x'_5(x_5) = \begin{cases} 0, & x_5(\varphi_2) < l_{G'H'}; \\ x_5(\varphi_2) - l_{G'H'}, & x_5(\varphi_2) \geq l_{G'H'}, \end{cases} \quad (4)$$

условием которого будет начало контакта между звеньями.

Для 3-й группы векторное уравнение положения звеньев принимает вид

$$\mathbf{HI} + \mathbf{IK} + \mathbf{KL} = \mathbf{HL}. \quad (5)$$

В проекциях на оси уравнение (5) запишется следующим образом:

$$\begin{aligned} O_x: l_{KL} \cos(\alpha_{KL} + \varphi_7) = l_{KL} \cos \alpha_{KL} - x'_5; \\ O_y: \delta_{HI} + l_{KL} \sin(\alpha_{KL} + \varphi_7) = l_{KL} \sin \alpha_{KL}. \end{aligned} \quad (6)$$

Искомая передаточная функция поворота рычага 7 из решения системы (6) примет вид

$$\varphi_7(x'_5) = -\alpha_{KL} + \arctan \left[\frac{(l_{KL}^2 - R^2)^{1/2}}{R} \right] \quad (7)$$

при $R \geq 0$;

$$\varphi_7(x'_5) = \pi - \alpha_{KL} + \arctan \left[\frac{(l_{KL}^2 - R^2)^{1/2}}{R} \right] \quad (8)$$

при $R < 0$,

где $R = l_{KL} \cos \alpha_{KL} - x'_5$.

Уравнение положения для последней 4-й группы Ассур (см. рис. 3, д) в векторной форме и в проекциях на оси соответственно запишется в виде

$$\mathbf{LM} + \mathbf{MN} + \mathbf{NP} = \mathbf{LP},$$

$$\begin{aligned} O_x: l_{LM} \cos(\alpha_{LM} + \varphi_7) + \delta_{PN} = l_{LM} \cos \alpha_{LM}; \\ O_y: l_{LM} \sin(\alpha_{LM} + \varphi_7) = l_{LM} \sin \alpha_{LM} + y_9. \end{aligned} \quad (9)$$

А при решении соответствующей системы (9) получаем передаточную функцию поступательного движения клина 9 в зависимости от поворота рычага 7 (см. рис. 2):

$$y_9(\varphi_7) = l_{LM} [\sin(\varphi_7 + \alpha_{LM}) - \sin \alpha_{LM}]. \quad (10)$$

Последовательной подстановкой найденных передаточных функций структурных групп (1), (3), (4), (7), (8), (10) получим искомую зависимость $y_9(x_1)$ поступательного движения клина 9 от положения толкателя 1 (см. рис. 2).

Результаты

Установочные размеры, определяющие геометрию и положение звеньев механизма, задавались с допусками исходя из рекомендаций ЕСДП и принимались следующими: $l_{AB} = 6,25$, $l_{BC} = 19,75^{+0,60}_{-1,22}$, $l_{CD} = 38^{+2,06}_{-2,06}$, $l_{DE} = 70,83^{+0,92}_{-1,05}$, $l_{EF} = 4^{+0,3}_{-0,3}$, $l_{G'H'} = 2^{+1,03}_{-0,72}$, $l_{IK} = 21^{+0,3}_{-0,3}$, $l_{KL} = 60^{+0,2}_{-0,2}$, $l_{LM} = 145^{+0,1}_{-0,1}$, $l_{MN} = 40^{+0,00}_{-0,17}$, $\alpha_{DE} = 283,06^{+0,62}_{-1,10}$, $\alpha_{KL} = 65^{+0,24}_{-0,25}$, $\alpha_{LM} = 123,48^\circ$.

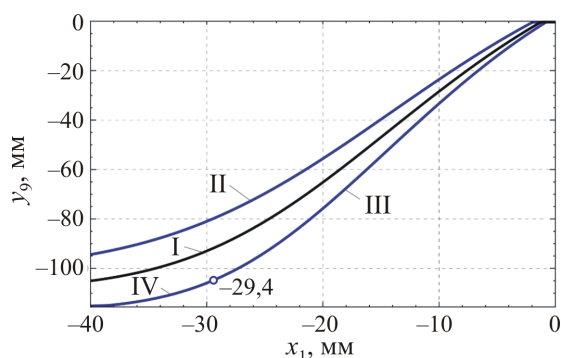


Рис. 4. Передаточная функция $y_9 = y_9(x_1)$ и диапазон ее изменения: I – номинальные размеры механизма, верхняя (II) и нижняя (III, IV) границы диапазона

Для определения диапазона изменения передаточной функции механизма проводился расчет искомой функции $y_9(x_1)$ при номинальных размерах и для всех возможных комбинаций установочных размеров, определяемых по максимальным допускам. Для 11 заданных размеров с допусками общее число искомым расчетных комбинаций составит 2^{11} . Для каждой из этих комбинаций размеров были определены передаточные функции, в результате построения которых получен диапазон изменения $y_9(x_1)$ (рис. 4). Были определены сочетания размеров, при которых формируется нижняя и верхняя границы диапазона. На рис. 4 сплошной черной линией I обозначена передаточная функция положения клина $y_9(x_1)$, рассчитанная с использованием номинальных размеров. Верхняя граница диапазона II получена при следующей комбинации размеров: $^+l_{BC}$, $^-l_{CD}$, $^-l_{DE}$, $^+l_{G'H'}$, $^+l_{KL}$, $^-l_{LM}$, $^+\alpha_{DE}$, $^+\alpha_{KL}$. Здесь верхний индекс «+» обозначает, что размер берется по верхнему допуску, а «-» – по нижнему. Нижняя граница диапазона изменения передаточной функции определена двумя сочетаниями размеров: при $x_1 \in [-29,4; 0]$ граница III соответствует комбинации $^-l_{BC}$, $^+l_{CD}$, $^+l_{DE}$, $^-l_{G'H'}$, $^-l_{KL}$, $^+l_{LM}$, $^- \alpha_{DE}$, $^- \alpha_{KL}$; при $x_1 \in [-40; -29,4]$ граница IV соответствует комбинации $^-l_{BC}$, $^+l_{CD}$, $^+l_{DE}$, $^-l_{G'H'}$, $^-l_{KL}$, $^+l_{LM}$, $^- \alpha_{DE}$, а точка с координатой $x_1 = -29,4$ соответствует пересечению

графиков функций $y_9(x_1)$, построенных для комбинаций установочных размеров (III) и (IV).

Было обнаружено также, что изменение размеров l_{EF} , l_{IK} , l_{MN} оказывает влияние только на положение звеньев механизма, но не влияет на значение передаточной функции $y_9(x_1)$. Этот факт подтверждается отсутствием этих величин в соответствующих уравнениях.

Из графика можно видеть, что при крайнем положении входного звена $x_1 = -40$ мм наблюдается наибольший разброс положений выходного звена (клина). Этот диапазон разброса при заданных допусках на размеры достигает $\pm 10\%$ от положения выходного звена при номинальных размерах.

Заключение

В данной работе была разработана математическая модель кинематики механизма скалочной полуавтоматики, позволяющая учитывать реальные размеры звеньев при построении передаточных соотношений, что дает возможность определять истинные положения звеньев при работе механизма. На конкретном примере с заданными установочными размерами построена передаточная функция выходного звена (клина), а по заданным допускам на размеры определен диапазон ее возможного изменения.

Данная модель может быть использована для решения задач оптимального подбора допусков и снижения стоимости изготовления изделия, исходя из кинематических ограничений, накладываемых на работоспособность механизма.

Полученные аналитические кинематические соотношения могут использоваться для последующего динамического расчета с целью определения режимов работы и сил, действующих на звенья механизма скалочной полуавтоматики.

Предложенный подход можно использовать и для других механизмов. Построение кинематических моделей позволит сократить ресурсы и время на доработку опытных или вновь разрабатываемых изделий, путем частичной или полной замены затратной итерационной процедуры доводки изделий до при-

емлемой работоспособной версии. Это особенно актуально для механизмов с длинными кинематическими цепями, так как вклад в погрешность положения выходного звена вносят отклонения размеров всех промежуточных звеньев, а мультипликативный эффект накопления погрешности будет тем больше, чем больше звеньев в этой цепи.

Библиографический список

1. Метрология, стандартизация, сертификация: учеб. пособие / А.И. Аристов, В.М. Приходько, И.Д. Сергеев, Д.С. Фатюхин. – М.: ИНФРА-М, 2014. – 38 с.
2. Допуски и посадки: справ.: в 2 ч. / М.А. Палей [и др.]. – 8-е изд., перераб. и доп. – СПб.: Политехника, 2001. – Ч. 1. – 207 с.
3. Balling R.J., Free J.C., Parkinson A.R., Consideration of worst-case manufacturing tolerances in design optimization // *ASME Journal of Mechanisms, Transmissions and Automation in Design*. – December 1986. – Vol. 108. – P. 438–441.
4. BJORKE O. Computer aided tolerancing. – Norway: Tapir Press, 1978. – 140 p.
5. Dong Z., Soom A. Automatic tolerance analysis from a CAD database // *ASME*. – 1986. – Paper No. 86-DET-36. – P. 251–267.
6. Greenwood W.H., Chase K.H. A new tolerance analysis method for designers and manufacturers // *ASME Journal of Engineering for Industry*. – May 1987. – Vol. 109. – P. 112–116.
7. Grossman D.D. Monte-Carlo simulation of tolerancing in discrete parts manufacturing and assembly // *Computer Science Report, Stanford Univ., Stanford, California*. – May 1976. – No. STANCS-76-555. – 25 p.
8. Turner J.U. Tolerances in computer-aided geometric design: Ph.D. dissertation / Rensselaer Polytechnic Institute. – Troy, New York, 1987.
9. Lee W.-J., Woo T.C. Optimum selection of discrete tolerances // *Journal of Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design*. – June 1989. – Vol. 111. – P. 243–251.
10. Lee M.-Y., Erdman A.G., Faik S. A generalized performance sensitivity synthesis methodology for four-bar mechanisms // *Mechanism and Machine Theory*. – 1999. – Vol. 34. – P. 1127–1139.
11. Baumgarten J.R., Van Der Werff K. A probabilistic study relating to tolerancing and path generation error // *Mechanism and Machine Theory*. – 1985. – Vol. 20, no. 1. – P. 71–76.
12. Imani B.M., Pour M. Tolerance analysis of flexible kinematic mechanism using dlm method // *Mechanism and Machine Theory*. – 2009. – Vol. 44, no. 2. – P. 445–456.
13. Armillotta A. Force analysis as a support to computer-aided tolerancing of planar linkages // *Mechanism and Machine Theory*. – 2015. – Vol. 93. – P. 11–25.
14. Rhyu J.H., Kwak B.M. Optimal stochastic design of four-bar mechanisms for tolerance and clearance // *Journal of Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design*. – September 1988. – Vol. 110. – P. 255–262.
15. Zhu J., Ting K.-L. Uncertainty analysis of planar and spatial robots with joint clearances // *Mechanism and Machine Theory*. – 2000. – Vol. 35. – P. 1239–1256.
16. Luo K., Wang J., Du X. Robust mechanism synthesis with truncated dimension variables and interval clearance variables // *Mechanism and Machine Theory*. – 2012. – Vol. 57. – P. 71–83.
17. Турыгин Ю.В., Зубкова Ю.В., Сперанских Т.Н. Разработка математической модели движения выходного звена робота на основе анализа погрешностей позиционирования // *Вестник ИЖГТУ им. М.Т. Калашникова*. – 2018. – Т. 21, № 1. – С. 19–22.
18. Турыгин Ю.В., Зубкова Ю.В. Экспериментальное исследование влияния кинематической погрешности на точность позиционирования выходного звена мехатронного комплекса // *Интеллектуальные системы в производстве*. – 2013. – Т. 22, № 2. – С. 100–104.
19. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин: учеб. для втузов. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1988. – 640 с.

References

1. Aristov A.I., Prikhodko V.M., Sergejev I.D., Fatyukhin D.S. Metrologiya, standartizatsiya, sertifikatsiya: Ucheb. posobiye/kol. avtorov [Metrology, standardization, certification: Study Guide]. Moscow: INFRA-M, 2014, 38 p.
2. Paley M.A. [and others] Dopuski i posadki: Spravochnik [Tolerances and fit: Handbook: Part 1]. St.Peterburg: Polytechnic, 2001, 207 p.
3. Balling R.J., Free J.C., Parkinson A.R., Consideration of Worst-Case Manufacturing Tolerances in Design Optimization. *ASME Journal of Mechanisms, Transmissions and Automation in Design*, Vol. 108, Dec. 1986, pp. 438-441.
4. BJORKE O. Computer Aided Tolerancing // Tapir Press, Norway, 1978, 140 p.

5. Dong Z., Soom A., Automatic Tolerance Analysis from a CAD Database. *ASME*, Paper No. 86-DET-36, 1986, pp. 251-267.
6. Greenwood W.H., Chase K.H. A New Tolerance Analysis Method for Designers and Manufacturers. *ASME Journal of Engineering for Industry*. Vol. 109, May 1987, pp. 112-116.
7. Grossman D.D. Monte-Carlo Simulation of Tolerancing in Discrete Parts Manufacturing and Assembly. Stanford Artificial Intelligence Laboratory. Computer Science Department, Stanford Univ., Stanford, California. Report No. STAN-CS-76-555. May 1976, 25 p.
8. Turner J.U., Tolerances in Computer-Aided Geometric Design. Ph.D. dissertation, Rensselaer Polytechnic Institute, Troy, New York, 1987, no. 3.
9. Lee W.-J., Woo T.C. Optimum Selection of Discrete Tolerances. *Journal of Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design*. June 1989, Vol. 111, pp. 243-251.
10. Lee M.-Y., Erdman A.G., Faik S. A generalized performance sensitivity synthesis methodology for four-bar mechanisms. *Mechanism and Machine Theory*. Vol. 34, 1999, pp. 1127-1139.
11. Baumgarten J.R., Van Der Werff K. A Probabilistic Study Relating to Tolerancing and Path Generation Error. *Mechanism and Machine Theory*, 1985, vol. 20, no. 1, pp. 71-76.
12. Imani B.M., Pour M. Tolerance Analysis of Flexible Kinematic Mechanism Using DLM Method. *Mechanism and Machine Theory*, 2009, vol. 44, no. 2, pp. 445-456.
13. Armillotta A. Force Analysis as a Support to Computer-Aided Tolerancing of Planar Linkages. *Mechanism and Machine Theory*, 2015, vol. 93, pp. 11-25.
14. Rhyu J.H., Kwak B.M. Optimal Stochastic Design of Four-Bar Mechanisms for Tolerance and Clearance. *Journal of Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design*. Vol. 110, Sep 1988, pp. 255-262.
15. Zhu J., Ting K.-L. Uncertainty Analysis of Planar and Spatial Robots with Joint Clearances. *Mechanism and Machine Theory*, 2000, vol. 35, pp. 1239-1256.
16. Luo K., Wang J., Du X. Robust mechanism synthesis with truncated dimension variables and interval clearance variables. *Mechanism and Machine Theory*, 2012, vol. 57, pp. 71-83.
17. Turygin Yu.V., Zubkova Yu.V. Speranskikh T.N. Razrabotka matematicheskoy modeli dvizheniya vykhodnogo zvena robota na osnove analiza pogreshnostey pozitsionirovaniya [Development of a mathematical model of the movement of the output link of the robot based on the analysis of positioning errors]. *Vestnik IzhGTU imeni M.T. Kalashnikova*, 2018, vol. 21, no. 1, pp. 19-22.
18. Turygin Yu.V. Zubkova Yu.V. Eksperimentalnoye issledovaniye vliyaniya kinematicheskoy Pogreshnosti na tochnost pozitsionirovaniya vykhodnogo zvena mekhatronnogo kompleksa [Experimental study of the influence of the kinematic error on the positioning accuracy of the output link of the mechatronic complex]. *Intelligent Systems in Manufacturing*, 2013, vol. 22, no. 2, pp. 100-104.
19. Artobolevskiy I.I. Teoriya mekhanizmov i mashin: Ucheb. dlya vtuzov. [Theory of mechanisms and machines: Textbook for technical colleges]. Moscow: Nauka, 1988, 640 p.

Об авторах

Базуев Михаил Максимович (Пермь, Россия) – кандидат технических наук, доцент кафедры «Сварочное производство, метрология и технология материалов» ФГБОУ ВО ПНИПУ (614990, г. Пермь, Комсомольский пр., д. 29, e-mail: msi@pstu.ru).

Кокшаров Виталий Сергеевич (Пермь, Россия) – старший преподаватель кафедры «Механика композиционных материалов и конструкций» ФГБОУ ВО ПНИПУ (614990, г. Пермь, Комсомольский пр., д. 29, e-mail: KoksharovVS@gmail.com).

Найчук Алексей Михайлович – студент ФГБОУ ВО ПНИПУ (614990, г. Пермь, Комсомольский пр., д. 29, e-mail: Alex-3XD@yandex.ru).

About the authors

Mikhail M. Bazuev (Perm, Russian Federation) – CSc in Technical Sciences, Associate Professor of Welding Engineering, Metrology and Materials Technology Department, Perm National Research Polytechnic University (29, Komsomolsky av., Perm, 614990, Russian Federation; e-mail: msi@pstu.ru).

Vitaly S. Koksharov (Perm, Russian Federation) – Senior Lecturer of Mechanics of Composite Materials and Construction Department, Perm National Research Polytechnic University (29, Komsomolsky av., Perm, 614990, Russian Federation; e-mail: KoksharovVS@gmail.com).

Alexey M. Naichuk (Perm, Russian Federation) – Student, Perm National Research Polytechnic University (29, Komsomolsky av., Perm, 614990, Russian Federation; e-mail: Alex-3XD@yandex.ru).