

УДК 67.02

DOI: 10.18698/0536-1044-2015-12-71-76

Практика размерного моделирования сборочных операций с использованием неподвижных компенсаторов

М.Г. Галкин, А.С. Смагин

Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина, 620042, Екатеринбург, Российская Федерация, ул. Мира, д. 19

The Practice of Dimensional Modelling of Assembly Operations Using Stationary Compensators

M.G. Galkin, A.S. Smagin

Ural Federal University named after the first President of Russia B.N. Yeltsin, 620042, Ekaterinburg, Russian Federation, Mir St, Bldg. 19



e-mail: mikgal2010@yandex.ru, a.s.smagin@mail.ru

i Представлен процесс моделирования размерных связей в сборочных операциях с использованием одноконтурных графовых моделей, которые описывают механизм образования сопряжений отдельных деталей. Использована методология неполной взаимозаменяемости как наиболее распространенная в условиях действующего производства. Рассмотрены расчетные процедуры на основе сформулированной математической модели, которая может быть применена к одноконтурным и многоконтурным размерным схемам в различных производственных условиях. Для крупносерийного производства предложен алгоритм определения поля рассеяния предельных значений толщины комплекта регулировочных прокладок. Расчетная методика продемонстрирована на конкретных примерах, описывающих предельные случаи взаимовлияния размерных связей деталей, поступающих на сборочный участок, при этом условное звено-регулятор отнесено к звеньям с положительным передаточным отношением.

Ключевые слова: размерное моделирование, одноконтурная графовая модель, поле рассеяния размера замыкающего звена, размерные связи, метод регулирования, неподвижный компенсатор, звено-регулятор.

i The article presents a process of modelling dimensional couplings in assembly operations using single-circuit graph models that describe the mating mechanism of separate parts. The method of partial interchangeability is used, being the most common one in the current manufacturing conditions. Calculations based on the developed mathematical model are considered. The model can be applied to single-circuit and multi-circuit dimensional schemes in various manufacturing conditions. For large-scale manufacturing, an algorithm is proposed for determining the scattering field of maximum limit values of adjustment gaskets thickness. The calculation method is demonstrated on specific examples describing the maximal cases of interaction between dimensional couplings of parts at an assembly site; whereby the relative controller link is considered having a positive reduction ratio.

Keywords: dimensional modelling, single-circuit graph model, scattering field of master link dimension, dimensional couplings, control method, stationary compensator, controller link.

При автоматизированном размерном моделировании процессов сборки узлов механических передач удается наиболее экономичными методами добиться требуемой точности размеров деталей машин и сборочных единиц в процессе конструирования, изготовления и эксплуатации.

В классическом варианте, руководствуясь параметрами сборочного чертежа, выполненного на основе проектного решения, формулируют требования к точности размеров деталей сборки, которые непосредственно и взаимно влияют на точность размеров замыкающего звена размерной цепи.

Известно, что фактическое поле рассеяния размера замыкающего звена $T_{\Delta\phi}$ при соблюдении условия полной взаимозаменяемости звеньев в размерной цепи определяется зависимостью [1]

$$T_{\Delta\phi} \geq \sum_{i=1}^{n-1} T_i, \quad (1)$$

где T_i — допуски составляющих звеньев размерной цепи; n — число составляющих звеньев размерной цепи.

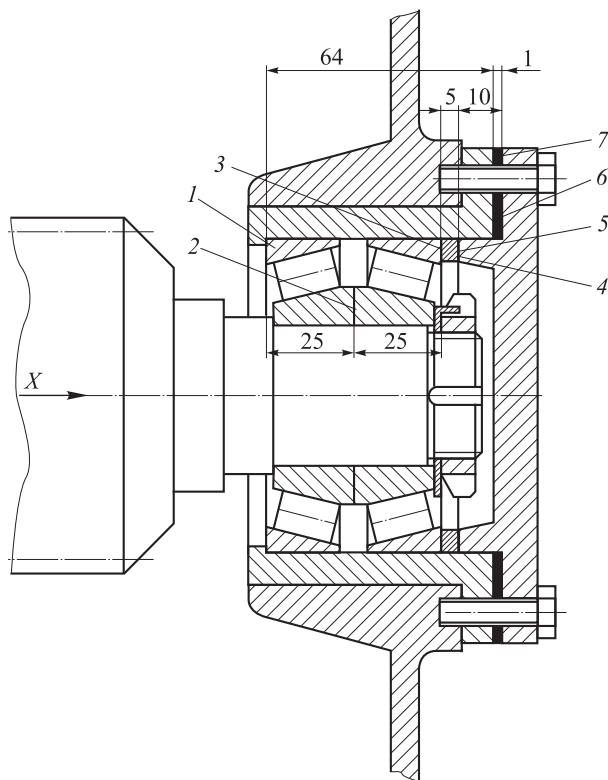


Рис. 1. Узел фиксирующей опоры механической передачи:

- 1 — сопряжение стакана с подшипником; 2 — сопряжение подшипников; 3 — сопряжение подшипника и дистанционной втулки; 4–5 — зазор в сборочном узле; 6 — сопряжение регулировочных прокладок со стаканом; 7 — сопряжение регулировочных прокладок с крышкой подшипника

Очевидно, что если неравенство (1) не выполняется, то в размерной схеме не обеспечивается соблюдение принципа полной взаимозаменяемости. Эта ситуация достаточно часто наблюдается в условиях действующего производства. Следовательно, в подобной ситуации целесообразно применять расчетные алгоритмы из методологии неполной взаимозаменяемости [1, 2].

Для реализации автоматизированных методов расчета как технологических, так и сборочных размерных связей необходимо использовать адекватные алгоритмы математического моделирования [3]. Применительно к технологии размерного моделирования сборочных операций предложено рассматривать линейные графовые модели, позволяющие описывать несколько сборочных контуров и устанавливать при этом их взаимовлияние [4].

В настоящей работе представлена практика размерного моделирования узла типовой конструктивной схемы фиксирующей опоры механической передачи (рис. 1). Физическая модель в классическом варианте состоит из двух радиально-упорных роликовых подшипников, стакана, крышки, дистанционного кольца и комплекта уплотнительных прокладок [5].

На рис. 1 вдоль координатной оси X образовано семь сопряжений. При этом учитывается «осевая игра» в фиксирующей подшипниковой опоре в виде зазора, представляющего замыкающее звено, обозначенное цифрами 4 и 5. Вершины 4 и 5 на эскизе совпадают, потому что номинал зазора равен нулю. Важно, чтобы номера сопряжений на физической модели сборочной единицы возрастали вдоль направления соответствующей координатной оси.

Математическая модель размерной схемы представляет собой одноконтурный линейный граф (рис. 2). Вершины на графовой модели описывают места образования сопряжений деталей в ходе процесса сборки. Связи, попарно соединяющие вершины, моделируют действи-

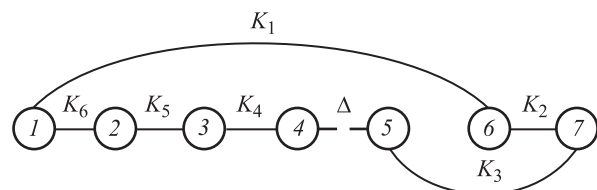


Рис. 2. Графовая одноконтурная модель сопряжений:

- 1–7 — сопряжения конструктивных элементов на рис. 1; K_1 – K_6 — звенья, соответствующие номинальным размерам

тельные размеры конструктивных элементов, взаимодействующих между собой в данном процессе.

С использованием математической модели, приведенной на рис. 2, можно записать уравнение размерной цепи для определения номинального размера замыкающего звена:

$$\Delta_n = \sum_{i=1}^n U_i K_i,$$

где U_i — передаточное отношение составляющего звена размерной цепи; K_i — номинальный размер составляющего звена размерной цепи; n — число составляющих звеньев размерной цепи.

Для каждого составляющего звена передаточное отношение U_i определяют с использованием построенной ранее графовой модели (см. рис. 2). Для этого необходимо зафиксировать на модели замыкающее звено и начать двигаться от его меньшей вершины к большей — в нашем случае от вершины 4 к вершине 5. Если при таком обходе у соответствующего составляющего звена номера вершин будут уменьшаться, то его передаточное отношение U_i примет значение -1 , если номера будут увеличиваться, то $+1$. В технической литературе [1] составляющие звенья с положительным знаком условно называют увеличивающими, с отрицательным знаком — уменьшающими.

В соответствии с требованиями существующего стандарта для двухрядных роликовых подшипников с посадочным диаметром до 80 мм точность замыкающего звена $\Delta = 0_{+0,15}^{+0,25}$ [5]. Тогда, согласно этим данным, можно записать:

$$\Delta_n = 0 \text{ мм}; \quad ES_\Delta = 0,25 \text{ мм}; \quad EI_\Delta = 0,15 \text{ мм};$$

$$T_\Delta = 0,1 \text{ мм}; \quad C_\Delta = 0,2 \text{ мм},$$

где Δ_n — номинал замыкающего звена; ES_Δ — верхнее предельное отклонение замыкающего звена; EI_Δ — нижнее предельное отклонение замыкающего звена; T_Δ — допуск замыкающего звена; C_Δ — середина поля допуска замыкающего звена.

Далее, руководствуясь экономичностью процесса обработки деталей, представленных на физической модели, регламентируют допуски на каждое составляющее звено. Известно, что использование компенсаторов позволяет увеличить допуски на размеры составляющих звеньев почти в 5 раз [7]. В этом случае можно предположить, что для каждого звена точность

не превышает 12-го качества, т. е. процесс обработки деталей экономичен. В этом случае точностные параметры звеньев (см. рис. 1) будут иметь следующие значения, мм:

$$T_1 = 0,3(\pm 0,15); \quad T_2 = 0,24(\pm 0,12); \quad T_3 = 0,18(\pm 0,09);$$

$$T_4 = 0,12(-0,12); \quad T_5 = 0,5(\pm 0,25); \quad T_6 = 0,5(\pm 0,25).$$

В соответствии с приведенными данными и зависимостью (1) фактический допуск замыкающего звена для рассматриваемой схемы сборки будет иметь значение

$$T_{\Delta\phi} = 0,3 + 0,24 + 0,18 + 0,12 + 0,5 + 0,5 = 1,84 \text{ мм}.$$

Допуск, рассчитанный на основании принятой точности размеров звеньев, превышает значение аналогичного параметра, соответствующее требованию стандарта для подшипниковых опор, т. е. $T_{\Delta\phi} > [T_\Delta]$, или $1,84 \text{ мм} > 0,1 \text{ мм}$. Это неравенство позволяет сделать вывод, что для обеспечения точности сборки, описанной математической моделью, приведенной на рис. 2, должен быть реализован алгоритм неполной взаимозаменяемости.

Известно, что в условиях современного серийного производства можно использовать метод регулирования с помощью компенсирующих прокладок, которые будут играть роль неподвижных компенсаторов [1]. В технической литературе такой метод называют конструкторским [8]. Очевидно, что в рассматриваемом случае, в отличие от технологических методов регулирования, отпадает необходимость в дополнительной обработке компенсатора для достижения требуемого результата.

В анализируемой здесь фиксирующей опоре избыток поля рассеяния действительных размеров замыкающего звена предлагается устранить предварительным расчетом и последующим набором металлических прокладок, формирующих необходимый и достаточный комплект. Этот расчетный комплект в рассматриваемом процессе, обозначенный через $K_{\text{рег}}$, располагается между стаканом и крышкой подшипникового узла (см. рис. 1). На графовой модели этот конструктивный элемент описывает связь K_2 . Следовательно, $K_2 = K_{\text{рег}}$.

Далее в соответствии с рекомендациями [9] желательно принять условие, что толщина S одной прокладки в наборе не должна превышать поля допуска T_Δ замыкающего звена. Это позволит использовать в комплекте прокладки одинаковой толщины. Отмечено, что существенным достоинством метода является воз-

возможность поддержания поля допуска замыкающего звена в требуемых пределах в связи с эксплуатационным износом отдельных деталей.

Поскольку в математической модели (см. рис. 2) часть звеньев имеет положительные передаточные отношения, а часть — отрицательные, можно записать уравнение, которое отражает эту графовую модель процесса формирования размерных связей (при этом учитываются действительные размеры сопрягаемых деталей и предельные значения зазора, обеспечивающего нормальную эксплуатацию сборочного узла):

$$\Delta_{\min} \leq \left(\sum_{i=1}^n K_i - \sum_{j=1}^m K_j \right) \pm K_{\text{пер}} \leq \Delta_{\max}, \quad (2)$$

где Δ_{\min} , Δ_{\max} — соответственно минимальная и максимальная величина зазора в узле; K_i — i -е звено с положительным передаточным отношением на модели; K_j — j -е звено с отрицательным передаточным отношением на модели; $K_{\text{пер}}$ — регулировочное звено.

В неравенстве (2) параметр $K_{\text{пер}}$ будет записан со знаком плюс, если передаточное отношение составляющего звена K_2 (см. рис. 2) примет положительное значение, и со знаком минус, если передаточное отношение у этого звена окажется отрицательным.

На основании зависимости (2) определяют толщину комплекта регулировочных прокладок. Этот алгоритм для звена $K_{\text{пер}}$ с положительным передаточным числом будет иметь вид

$$\begin{aligned} K_{\text{пер}} &\geq \Delta_{\min} + \left(\sum_j K_j - \sum_i K_i \right); \\ K_{\text{пер}} &\leq \Delta_{\max} + \left(\sum_j K_j - \sum_i K_i \right). \end{aligned} \quad (3)$$

Для звена $K_{\text{пер}}$ с отрицательным передаточным числом зависимость (3) будет выглядеть следующим образом:

$$\begin{aligned} K_{\text{пер}} &\geq \left(\sum_i K_i - \sum_j K_j \right) - \Delta_{\min}; \\ K_{\text{пер}} &\leq \left(\sum_i K_i - \sum_j K_j \right) - \Delta_{\max}. \end{aligned} \quad (4)$$

Используя результаты расчетов по зависимостям (3) или (4), на следующем шаге определяют число прокладок одинаковой толщины в комплекте [10]:

$$Z_{\min} = \frac{K_{\text{пер min}}}{T_{\Delta}}; \quad (5)$$

$$Z_{\max} = \frac{K_{\text{пер max}}}{T_{\Delta}}. \quad (6)$$

Для проверки адекватности работы описанного выше расчетного алгоритма в связке с графовой моделью ниже рассмотрены два варианта вычислительных моделей с использованием зависимостей (4)–(6), сочетающих в себе предельные значения размеров при положительном и отрицательном передаточном отношении в сборочном узле. Эти алгоритмы позволяют выявить модель с таким сочетанием размерных связей, при котором потребуется максимальное число прокладок в сборочной модели. В реальных условиях действительные размеры деталей не будут выходить за границы предельных значений и число компенсаторов в комплекте, необходимых для осуществления сборочных операций, всегда будет меньше их предельного числа. При этом число компенсаторов в комплекте при учете действительных размеров деталей, поступивших на сборку, как и в случае предельных размеров, будет определяться по зависимостям (4)–(6).

В качестве анализируемого объекта рассмотрен сборочный узел (см. рис. 1).

Пример 1. Предположим, что в результате измерения деталей, поступивших на сборочный участок, все звенья с положительным передаточным отношением имеют наибольшие предельные размеры, а звенья с отрицательным передаточным отношением — наименьшие предельные размеры.

В соответствии с уравнением (3), связями, показанными на рис. 2, и предельными отклонениями для T_1 – T_6 (см. выше) зависимости, описывающие этот предельный случай, будут иметь вид:

$$K_{\text{пер}} \geq 0,15 + [(4,88 + 2 \cdot 24,75 + 9,91) - 64,15];$$

$$K_{\text{пер}} \leq 0,25 + [(4,88 + 2 \cdot 24,75 + 9,91) - 64,15],$$

откуда после вычислений получим:

$$0,29 \text{ мм} \leq K_{\text{пер}} < 0,39 \text{ мм}. \quad (7)$$

Тогда, с учетом зависимостей (5) и (6), число прокладок Z_i будет определяться диапазоном $3 \leq Z_i < 4$.

Очевидно, что требуемые параметры замыкающего звена в этом предельном случае будут обеспечены тремя прокладками в наборе.

В заключение, используя выражение (2), можно проверить, обеспечивается ли точность зазора 0,15...0,25 мм при трех прокладках и

средних размерах сборочной единицы, приведенных на рис. 1:

$$(64,15 + 0,3) - (9,91 + 4,88 + 24,75 + 24,75) = 0,16 \text{ мм.}$$

Пример 2. Предположим, что в результате измерения деталей, поступивших на сборочный участок, все звенья с положительным передаточным отношением имеют наименьшие предельные размеры, а звенья с отрицательным передаточным отношением — наибольшие предельные размеры.

Система, описывающая этот предельный случай, имеет вид

$$K_{\text{пер}} \geq 0,15 + [(5 + 2 \cdot 25,25 + 10,09) - 63,85];$$

$$K_{\text{пер}} \leq 0,25 + [(5 + 2 \cdot 25,25 + 10,09) - 63,85],$$

откуда после вычислений получаем $1,89 \text{ мм} \leq K_{\text{пер}} < 1,99 \text{ мм}$. Тогда число прокладок $19 \leq Z_i < 20$. Требуемые параметры замыкающего звена для этого предельного случая будут обеспечены при использовании 19 прокладок в наборе.

В результате проверки точности эксплуатационного зазора с учетом 19 прокладок средних размеров было получено значение

$$(63,85 + 1,9) - (5 + 2 \cdot 25,25 + 10,09) = 0,16 \text{ мм.}$$

Таким образом, чем ближе к наименьшим предельным значениям располагаются размеры звеньев с положительным передаточным отношением и чем ближе к наибольшим предельным значениям располагаются размеры звеньев с отрицательным передаточным отношением, тем больше потребуются регулировочных прокладок одинаковой толщины в соответствующей сборочной единице.

Используя результаты вычислений по двум вариантам, можно оценить величину допуска для отдельной прокладки из набора с учетом одинаковой толщины прокладок.

Принимая во внимание то обстоятельство, что в результате проверочного расчета величина расчетного зазора превысила нижнюю границу заданного зазора на 0,01 мм, допуск про-

кладки не должен превышать допуск замыкающего звена, можно сделать следующее заключение. Нижнее предельное отклонение одной прокладки должно быть не менее $-0,01 \text{ мм}$, а верхнее предельное отклонение с учетом симметричности отклонений можно принять равным $+0,01 \text{ мм}$. То есть величину допуска можно принимать в пределах 10 % от допуска замыкающего звена. Те же значения приводятся в литературе [11]. Следовательно, для предельного случая из первого примера размер комплекта прокладок $K_{\text{пер}} = 0,3^{+0,03}_{-0,03} \text{ мм}$, для второго примера $K_{\text{пер}} = 1,9^{+0,19}_{-0,19} \text{ мм}$.

Необходимо учитывать возможные отклонения размеров прокладок от средних значений в пределах заданного поля допуска. Это обстоятельство потребует в некоторых случаях использования дополнительных прокладок в комплекте или удаления части из них.

Следовательно, необходимо уточнять значение Z_i , которое предварительно определяют с помощью зависимостей (3)–(6).

В частности, для первого примера можно спрогнозировать случай, когда все три прокладки в комплекте имеют наименьшие предельные размеры, т. е. $K_{\text{пер}} = 0,27 \text{ мм}$. Это значение выходит за пределы одного из неравенств, входящих в формулу (7). Следовательно, для его выполнения необходимо добавить в комплект четвертую прокладку с наименьшим предельным размером. В этом случае $K_{\text{пер}} = 0,36 \text{ мм}$, что соответствует выполнению обоих неравенств (7).

Выводы

1. Предложенный алгоритм позволяет выполнить предварительное моделирование сборочных операций для фиксирующего элемента механической передачи с использованием размерной модели на основе графовой структуры.

2. Такой подход дает возможность рассматривать одновременно более одного размерного контура, учитывая взаимовлияние контуров, и использовать модель для автоматизации расчетных методик сборочных размерных цепей.

Литература

- [1] Мягков В.Д., ред. *Допуски и посадки. Справочник*. В 2 ч. Ч. 2. Ленинград, Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1983, с. 545–1032.
- [2] Якушев А.И. *Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения*. Москва, Машиностроение, 1986. 352 с.

- [3] Базров Б.М. *Расчет точности машин на ЭВМ*. Москва, Машиностроение, 1984. 256 с.
- [4] Ашихмин В.Н., Закураев В.В. *Размерный анализ при технологическом проектировании*. Екатеринбург, УГТУ–УПИ, 2005. 93 с.
- [5] Дунаев П.Ф., Леликов О.П. *Конструирование узлов и деталей машин*. Москва, Высшая школа, 2000. 496 с.
- [6] Бейзельман Р.Д., Цыпкин Б.В., Перель Л.Я. *Подшипники качения: Справочник*. Москва, Машиностроение, 1975. 574 с.
- [7] Тимирязев В.А., ред. *Основы технологии машиностроительного производства*. Санкт-Петербург, Лань, 2012. 448 с.
- [8] Марков Н.Н. *Нормирование точности в машиностроении*. Москва, Станкин, 1992. 320 с.
- [9] Маталина А.А. *Технология машиностроения*. Санкт-Петербург, Лань, 2008. 512 с.
- [10] Палей М.А., Романов А.Б., Брагинский В.А. *Допуски и посадки: Справочник*. В 2 ч. Ч. 2. Санкт-Петербург, Политехника, 2009. 629 с.
- [11] Анухин В.И. *Допуски и посадки*. Санкт-Петербург, Питер, 2004. 207 с.

References

- [1] *Dopuski i posadki. Spravochnik* [Tolerances and landing. Directory]. Ed. Miagkov V.D. In 2 pt. Pt. 2. Leningrad, Mashinostroenie publ., 1983, pp. 545–1032.
- [2] Iakushev A.I. *Vzaimozameniaemost', standartizatsiia i tekhnicheskie izmereniia* [Interchangeability, standardization and technical measurements]. Moscow, Mashinostroenie publ., 1986. 352 p.
- [3] Bazrov V.M. *Raschet tochnosti mashin na EVM* [The calculation of the accuracy of computer machines]. Moscow, Mashinostroenie publ., 1984. 256 p.
- [4] Ashikhmin V.N., Zakuraev V.V. *Razmernyi analiz pri tekhnologicheskoi proektirovanii* [Dimensional analysis in the design process]. Ekaterinburg, UGTU–UPI publ., 2005. 93 p.
- [5] Dunaev P.F., Lelikov O.P. *Konstruirovaniye uzlov i detalei mashin* [Construction units and machine parts]. Moscow, Vysshaya shkola publ., 2000. 496 p.
- [6] Beizel'man R.D., Tsytkin B.V., Perel' L.Ia. *Podshipniki kacheniiia: Spravochnik* [Rolling Handbook]. Moscow, Mashinostroenie publ., 1975. 574 p.
- [7] *Osnovy tekhnologii mashinostroytel'nogo proizvodstva* [The basic technology of machine-building production]. Ed. Timiriazev V.A. Sankt-Peterburg, Lan' publ., 2012. 448 p.
- [8] Markov N.N. *Normirovaniye tochnosti v mashinostroyenii* [Rationing precision engineering]. Moscow, Stankin publ., 1992. 320 p.
- [9] Matalina A.A. *Tekhnologiiia mashinostroyeniia* [Engineering Technology]. Sankt-Peterburg, Lan' publ., 2008. 512 p.
- [10] Palei M.A., Romanov A.B., Braginskii V.A. *Dopuski i posadki: Spravochnik* [Tolerances and landing: Handbook]. In 2 pt. Pt. 2. Sankt-Peterburg, Politekhnika publ., 2009. 629 p.
- [11] Anukhin V.I. *Dopuski i posadki* [Tolerances and landing]. Sankt-Peterburg, Piter publ., 2004. 207 p.

Статья поступила в редакцию 16.09.2015

Информация об авторах

ГАЛКИН Михаил Геннадьевич (Екатеринбург) — кандидат технических наук, доцент кафедры «Технология машиностроения». Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина (620042, Екатеринбург, Российская Федерация, ул. Мира, д. 19, e-mail: mikgal2010@yandex.ru).

СМАГИН Алексей Сергеевич (Екатеринбург) — старший преподаватель кафедры «Технология машиностроения». Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина (620042, Екатеринбург, Российская Федерация, ул. Мира, д. 19, e-mail: a.s.smagin@mail.ru).

Information about the authors

GALKIN Mikhail Gennadievich (Ekaterinburg) — Candidate of Science, Associate Professor, Department of Technology of Machine-Building. Ural Federal University named after the first President of Russia B.N. Yeltsin (620042, Ekaterinburg, Russian Federation, Mir St, Bldg. 19, e-mail: mikgal2010@yandex.ru).

SMAGIN Aleksey Sergeevich (Ekaterinburg) — Senior Lecturer, Department of Technology of Machine-Building. Ural Federal University named after the first President of Russia B.N. Yeltsin (620042, Ekaterinburg, Russian Federation, Mir St, Bldg. 19, e-mail: a.s.smagin@mail.ru).