

М. Г. Залюбовский<sup>1</sup>, И. В. Панасюк<sup>2</sup>

**ОБ ИССЛЕДОВАНИИ ОСНОВНЫХ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ  
ПРОСТРАНСТВЕННЫХ МЕХАНИЗМОВ МАШИН С ДВУМЯ РАБОЧИМИ  
ЕМКОСТЯМИ ДЛЯ ОБРАБОТКИ ДЕТАЛЕЙ**

<sup>1</sup> *Открытый международный университет развития человека «Украина»,  
ул. Львовская, 23, Киев, Украина; e-mail: markzalubovskiy@gmail.com*

<sup>2</sup> *Киевский национальный университет технологий и дизайна,  
ул. Немировича-Данченко, 2, Киев, Украина; e-mail: panasjuk.i@knutd.com.ua*

**Abstract.** Basing on the structural analysis, the constructions of the seven-member spatial hinge mechanisms of machines with two working containers for the parts processing without of redundant link is proposed. The principles of their work are described. The basic geometrical parameters of machines are studied analytically. The expressions are obtained in which the link among the geometrical parameters of the spatial mechanisms is established. They permit to determine the rational relationships of lengths of their members, which provide the unhindered functioning the machines.

**Key words:** spatial mechanism, redundant link, working container, kinematic pair, finish machining.

**Введение.**

Впервые на территории Советского Союза, на международной химической выставке в Москве [14], в 1966 году было представлено разработку швейцарской фирмы Willy A. Bachofen (WAB) [26] – базовую конструкцию машины со сложным пространственным движением рабочей емкости, которая была предназначена для выполнения процессов смешивания сыпучих мелкодисперсных веществ.

Известны научные работы иностранных ученых по исследованию процессов смешивания сыпучих мелкодисперсных веществ в такой машине [23, 24]. Результаты показали [21], что смешивание сыпучих веществ в такой машине за счет сложного пространственного движения рабочей емкости происходит значительно интенсивнее, чем в обычных смесителях, где рабочая емкость выполняет вращательное движение.

Практически отсутствует информация по использованию данной машины для реализации финишных галтовочных операций мелких металлических деталей и деталей из полимерных материалов. Ведь повышение производительности изготовления таких деталей, качество поверхности которых можно определить органолептическим методом, в значительной степени зависит от сокращения времени, затрачиваемого на финишные галтовочные операции. Известно [2], что на эти операции расходуется до 80% технологического времени.

Например, в легкой промышленности, именно таким способом обрабатываются типовые детали и изделия (фурнитура, пуговицы, детали замка «молния», застежки) после механической обработки или литья. Как правило, эти детали требуют проведения дальнейших трудоемких финишных галтовочных операций, суть которых заключается в: улучшении качества поверхности [10, 11] (шлифование и полирование), отделении деталей от литников и т. д. Доказано [3], что галтовочные барабаны с вращательным движением рабочей емкости, а также вибрационные машины, применяемые для всех вышеупомянутых операций, в подавляющем большинстве, имеют низкую производительность.

Именно поэтому, начиная с 2013 года, было реализовано экспериментальную установку базовой конструкции машины со сложным пространственным движением рабочей емкости и проведен ряд исследований по финишной галтовочной обработке деталей: полирование мелких полимерных деталей, отделения деталей от литников. Результаты исследований показали [4, 8], что использованием машины со сложным движением рабочей емкости можно значительно уменьшить время, затрачиваемое на выполнение всех вышеуказанных операций, тем самым значительно увеличить производительность технологических операций галтовки. Это происходит за счет реализации турбулентного водопадного режима движения рабочей среды в емкости, которая выполняет пространственное движение.

Базовая конструкция машины со сложным движением рабочей емкости [7, 9], со структурной точки зрения, представляет собой шестизвенный пространственный механизм [25] с вращательными кинематическими парами. Пространственные механизмы, в частности с вращательными кинематическими парами, имеют широкое применение в различных отраслях промышленности [19, 20] и характеризуются сложностью своего строения и значительной трудоемкостью выполнения их синтеза и анализа. Шестизвенный пространственный механизм с вращательными кинематическими парами имеет свои особенности – в его структуре присутствует избыточная связь, которая негативно влияет на долговечность и эксплуатационные характеристики механизма. Известно [16 – 18], что механизм может функционировать только при соблюдении четких конструктивных соотношений длин его звеньев. Во время работы механизма даже при незначительной деформации одного из звеньев может возникнуть его заклинивание. Как следствие, он сразу выходит из строя. Кроме того, детали нужно изготавливать по допускам с повышенной точностью. За счет этого себестоимость такого оборудования значительно повышается, а срок эксплуатации снижается. Известны [5] многочисленные примеры ликвидации статических неопределенностей в различных шарнирных механизмах, эта проблема остается актуальной и на сегодняшний день.

Таким образом, на основе совершенствования базовой конструкции машины были разработаны [12, 13] статически определенные семизвенные механизмы без избыточной связи. Разработаны машины для обработки деталей с двумя рабочими емкостями, эксплуатация которых позволит еще больше увеличить производительность при выполнении соответствующих технологических операций, а также позволит одновременно, средством одной машины, выполнять две различные галтовочные операции обработки деталей.

Известно [19], что после освобождения пространственного механизма от избыточной связи, нагрузки в его звеньях и кинематических парах будут определяться только силовым технологическим и динамическим взаимодействием.

В данной статье (§1) описаны два из возможных вариантов освобождения пространственного механизма машины от избыточной связи. В результате освобождения от избыточной связи изменяется структура пространственного механизма. В §2 представлены аналитические исследования конструкций механизмов, получены выражения для определения основных геометрических соотношений длин звеньев. В §3 получены выражения для определения необходимых конструктивных параметров машины, обеспечивающих ее беспрепятственное функционирование.

### **§1. Структура шестизвенного пространственного механизма с вращательными кинематическими парами и освобождения его от избыточной связи.**

Рассмотрено базовую конструкцию машины со сложным пространственным движением рабочей емкости [7, 9], модель которой представлена на рис. 1, кинематическая схема пространственного механизма машины представлена на рис. 2.

Машина содержит станину 1, ведущий 2 и ведомый 6 валы, установленные в станине параллельно в одной плоскости и соединенные между собой двойным пространственным шарниром. Он выполнен в виде ведущей вилки 3, ведомой вилки 5 и рабочей емкости 4, закрепленной между вилками на диаметрально взаимно перпендикулярных геометрических осях 7 и 8 соответственно. Подвижные звенья машины образуют собой пространственный шестизвенный механизм с вращательными кинематическими парами, который представляет собой замкнутую кинематическую цепь

ABCDEF, оси A и F параллельные между собой, а оси A и B, B и C, C и D, D и E, E и F перпендикулярны между собой соответственно. Благодаря такому расположению кинематических пар, рабочий орган (звено 4) выполняет сложное пространственное движение.

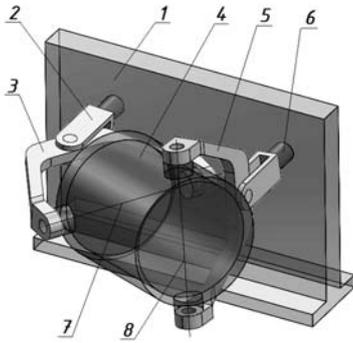


Рис. 1

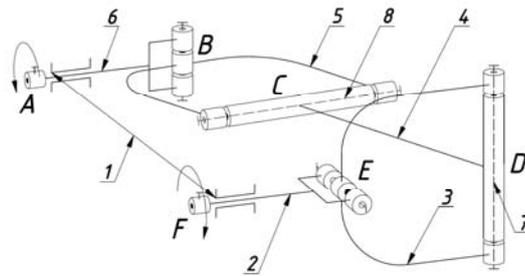


Рис. 2

Используя формулу Сомова – Малышева [1] для определения степени подвижности механизма без пассивных (избыточных) связей получено, что степень подвижности рассматриваемого механизма будет равна нулю:

$$W = 6n - \sum_{s=1}^{s=5} (6-s)p_s = 0, \quad (1.1)$$

где  $n$  – количество подвижных звеньев (5 звеньев: ведущий 1 и ведомый 6 валы, ведущая 3 и ведомая 5 вилки, рабочая емкость 4),  $p_s$  – количество подвижных кинематических пар  $s$  – класса (6 кинематических пар 5-го класса: A, B, C, D, E, F).

В соответствии с формулой (1.1), механизм будет неподвижен, однако он способен функционировать при обеспечении четких конструктивных соотношений длин звеньев, полученных в работах [6, 16 – 18]. Такой факт объясняется наличием в нем избыточной связи.

Во введении приведены недостатки использования пространственных механизмов с избыточной связью. Освободиться от действия избыточной связи возможно двумя способами:

- 1) за счет введения в кинематическую цепь механизма дополнительного подвижного звена;
- 2) за счет замены одной из вращательных кинематических пар с одной степенью подвижности на кинематическую пару с двумя степенями подвижности.

Реализация второго способа освобождения механизма от избыточной связи представлена в работах [4, 6].

Таким образом, рассмотрим далее реализацию первого способа освобождения механизма от избыточной связи: авторами было разработано два механизма машины с дополнительным подвижным звеном [12, 13], что представляет собой вторую рабочую емкость. В первом механизме рабочие емкости соединены между собой поступательной кинематической парой, в другом – вращательной. Модель машины с двумя рабочими емкостями, которые соединены между собой поступательной кинематической парой представлена на рис. 3, соответственно, кинематическая схема этого пространственного механизма – на рис. 4. Модель машины с двумя рабочими емкостями, которые соединены между собой вращательной кинематической парой представлена на рис. 5, соответственно кинематическая схема пространственного механизма – на рис. 6.

Машины содержат станину 1, ведущий 2 и ведомый 3 валы, установленные в станине параллельно в одной плоскости. Ведущий 2 и ведомый 3 валы шарнирно соединены вторыми концами с ведущей 4 и ведомой вилкой 5 соответственно, диаметрально взаимно перпендикулярные геометрические оси 6 и 7 которых являются осями крепления рабочих емкостей 8 и 9 соответственно. Таким образом, в отличие от тра-

диционных схем пространственных шарниров, вилки 4 и 5 располагаются перпендикулярно между собой. О существовании двойного карданного механизма с пространственной рамой-крестовиной также сообщается в работе [15]. Рабочие емкости 8 и 9 соединены между собой: в первой конструкции с помощью поступательной кинематической пары  $D1$ , во второй конструкции – с помощью вращательной кинематической пары  $D2$ , ось вращения 11 которой параллельна оси вращения 7.

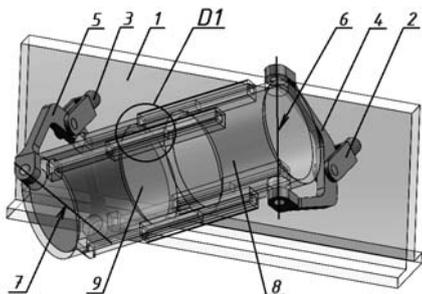


Рис. 3

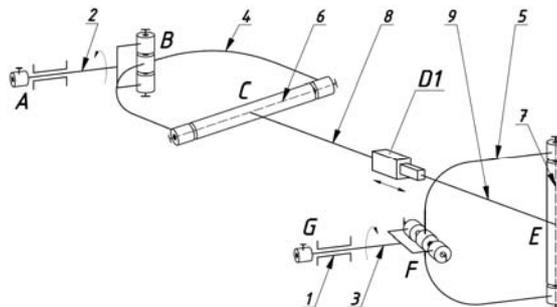


Рис. 4

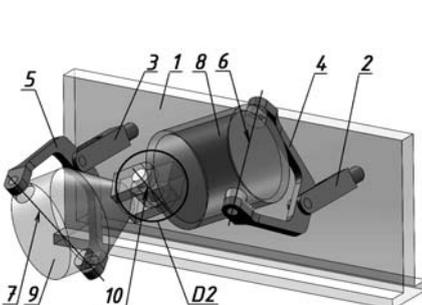


Рис. 5

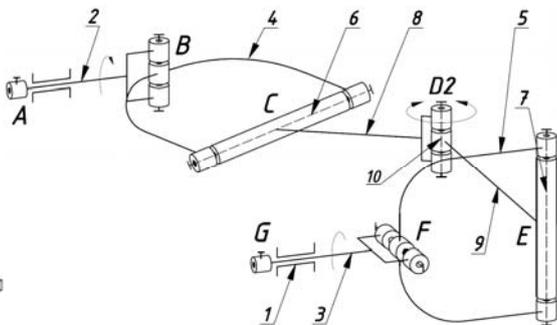


Рис. 6

Таким образом, рассчитанная степень подвижности, по формуле Сомова – Малышева (1.1), равна единице. Избыточную связь исключено.

Машина с поступательной кинематической парой работает следующим образом: вращательное движение от привода машины передается на ведущий вал 2, который передает вращательное движение ведущей вилке 4, которая через ось 6 вращает первую рабочую емкость 8. Вращательное движение первой рабочей емкости 8 через поступательную кинематическую пару  $D1$  передается к рабочей емкости 9. Вращательное движение рабочей емкости 9 передается через ось 7 на вилку 5 и на ведомый вал 3. Одновременно рабочая емкость 8 выполняет возвратно-поступательное перемещение относительно рабочей емкости 9, служащее для компенсации погрешностей геометрии кинематической цепи; и при ведущем звене 1 эти перемещения незначительны и находятся в пределах допусков на изготовление соответствующих деталей. Рабочие емкости 8 и 9 выполняют сложные пространственные движения.

Подтверждение о возможности реализации двойного пространственного карданного механизма с обеспечением возвратно-поступательного движения звеньев между собой также представлено в работе [15].

Машина с вращательной кинематической парой работает следующим образом: вращательное движение от привода машины передается на ведущий вал 2, который передает вращательное движение ведущей вилке 4, которая через ось 6 вращает первую рабочую емкость 8. В свою очередь, вращательное движение первой рабочей емкости 8 через вращающуюся кинематическую пару  $D2$  и ось 10 передается на рабочую емкость 9. Вращательное движение рабочей емкости 9 передается через ось 7 на вилку 5 и на ведомый вал 6. Одновременно рабочая емкость 8 выполняет колебательное перемещение относительно рабочей емкости 9. За один оборот ведущего вала 2,

рабочая емкость 8, кроме вращательного движения, выполняет восемь колебательных перемещений относительно рабочей емкости 9. Кроме того, рабочие емкости 8 и 9 выполняют сложные пространственные движения.

**§2. Аналитическое исследование конструкции машины с двумя рабочими емкостями, которые соединены между собой поступательной кинематической парой.**

В процессе эксплуатации данного механизма машины, где расстояние между геометрическими осями крепления вилок к рабочим емкостям  $l_{PC}$  значительно больше межосевого расстояния ведущей (ведомой) вилок  $l_B$ , и, при этом, обеспечивается фиксированное расстояние  $l_0$  между осями ведущего и ведомого валов, за счет поступательной кинематической пары  $D1$ , расстояние  $l_{PC}$  будет циклично меняться от минимального  $l_{min}$  до максимального  $l_{max}$  значения. Минимальное расстояние  $l_{min}$  будет возникать при таких положениях подвижных звеньев машины (рис. 7), когда одна из осей крепления ведущей или ведомой вилки будет горизонтальной, а другая вертикальной. Максимальное расстояние  $l_{max}$  будет возникать в таких положениях (рис. 8), когда продольная ось рабочих емкостей будет находиться в вертикальной плоскости.

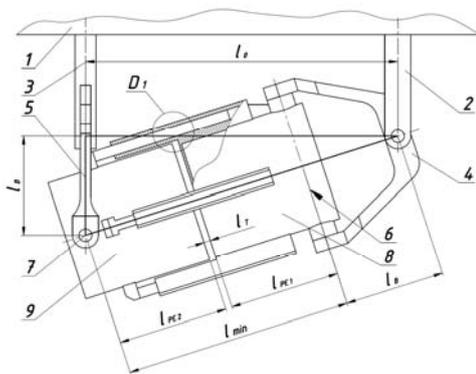


Рис. 7

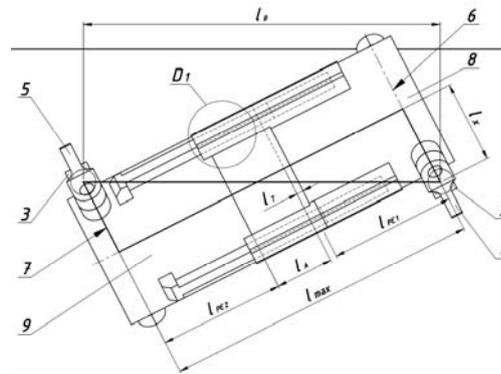


Рис. 8

При проектировании такого механизма машины, возникает необходимость в расчете амплитуды возвратно-поступательного перемещения одной рабочей емкости относительно другой, а также расчета минимального и максимального расстояния между геометрическими осями крепления вилок к рабочим емкостям. В связи с этим, необходимо получить выражения для расчета основных геометрических параметров данного механизма машины.

Аналитическое исследование и синтез данного механизма машины следует начинать, задаваясь исходными данными, а именно, определенными геометрическими параметрами, которые выбирают в зависимости от размера и количества обрабатываемых деталей, а также типа технологических операций, выполняемых на данном оборудовании. К таким исходным данным относятся: межосевые расстояния ведущей и ведомой вилок –  $l_B$ , длины рабочих емкостей от оси соединения с вилкой к противоположному торцу –  $l_{PC1}$  и  $l_{PC2}$ , а также величина зазора между рабочими емкостями –  $l_T$ , который будет образовываться при  $l_{min}$ .

Рассмотрим положение подвижных звеньев машины, соответствующие минимальному  $l_{min}$  и максимальному  $l_{max}$  расстоянию между геометрическими осями крепления вилок к рабочим емкостям, которые представлены на рис. 7 и рис. 8 соответственно (обозначение звеньев на рис. 7 и рис. 8 совпадают с обозначениями звеньев на кинематической схеме, представленной на рис. 4).

Минимальное расстояние  $l_{min}$  можно определить из прямоугольного треугольника, образованного в горизонтальной проекции машины (рис. 7):

$$l_{min} = \sqrt{l_0^2 + l_B^2} - l_B. \quad (2.1)$$

Или, если принимать во внимание выходные геометрические параметры, то:

$$l_{\min} = l_{PC1} + l_{PC2}. \quad (2.2)$$

Пусть  $l_{PC1} = l_{PC2}$ , тогда выражение (2.2) будет иметь вид:

$$l_{\min} = 2l_{PC1}. \quad (2.3)$$

Для того, чтобы исключить столкновения рабочих емкостей в положении подвижных звеньев машины, которое возникает при минимальном расстоянии  $l_{\min}$  между геометрическими осями вилок, необходимо обеспечить технологический зазор между торцами этих емкостей величиной  $l_T$ . Величину  $l_T$  рационально принимать в пределах 10% от длины  $l_{PC1}$ . Запишем выражение (2.3) с учетом  $l_T$ :

$$l_{\min} = 2l_{PC1} + l_T. \quad (2.4)$$

Далее, исходя из геометрического строения прямоугольного треугольника, образованного в горизонтальной проекции машины (рис. 7), запишем выражение для определения расстояния между осями ведущего и ведомого валов машины  $l_0$ :

$$l_0 = \sqrt{(l_{\min} + l_B)^2 - l_B^2}. \quad (2.5)$$

Подставим уравнение (2.4) в выражение (2.5):

$$l_0 = \sqrt{(2l_{PC1} + l_T + l_B)^2 - l_B^2}. \quad (2.6)$$

На основе геометрического построения прямоугольного треугольника, образованного в вертикальной проекции машины (рис. 8) запишем выражение для определения  $l_{\max}$ :

$$l_{\max} = \sqrt{l_0^2 - 4l_X^2}, \quad (2.7)$$

где  $l_X$  – расстояние в проекции на вертикальную плоскость между осью вращения ведущего (ведомого) вала и осью рабочей емкости.

Для того, чтобы получить выражение для определения расстояния  $l_X$ , в положении подвижных звеньев машины, которое представлено на рис. 8, спроектируем конструкцию машины на плоскость параллельную к верхнему торцу рабочей емкости.

Вертикальная проекция машины, находящаяся в проективной связи с проекцией машины на плоскость, параллельную к верхнему торцу рабочей емкости представлена на рис. 9.

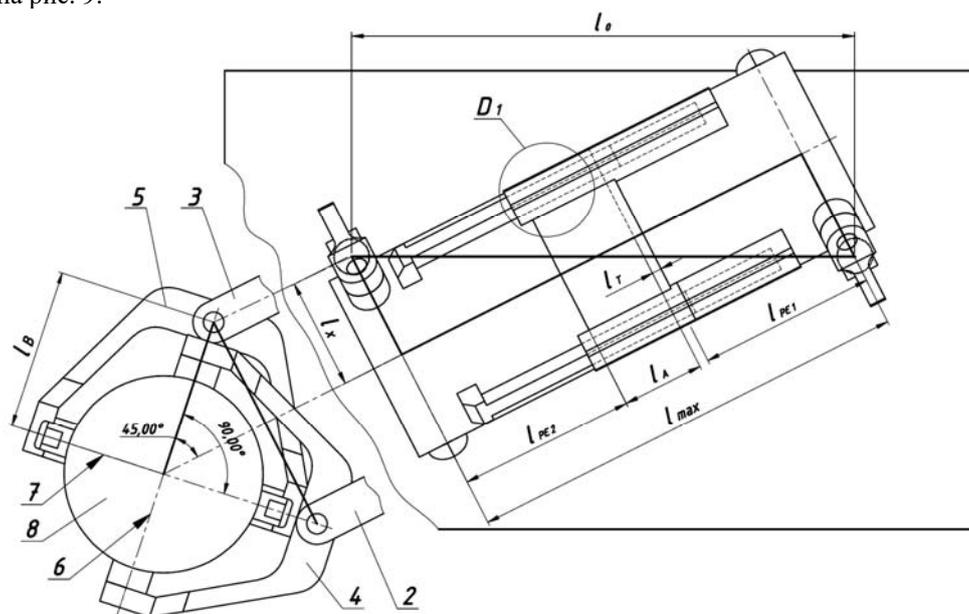


Рис. 9

Геометрические оси крепления вилок взаимно перпендикулярны между собой, ось рабочей емкости, которая продолжена с «верхней проекции» разделяет прямой угол между осями вилок пополам. Таким образом, на «нижней проекции» образовался равнобедренный прямоугольный треугольник с гипотенузой  $l_B$  и двумя катетами  $l_X$ . Соответственно, длина  $l_X$  определяется как:

$$l_X = l_B \cos 45^\circ. \quad (2.8)$$

Подставим значение выражения (2.8) в уравнение (2.7):

$$l_{\max} = \sqrt{l_0^2 - 4(l_B \cos 45^\circ)^2}. \quad (2.9)$$

Подставим выражение (2.6) в уравнение (2.9):

$$l_{\max} = \sqrt{(2l_{PC1} + l_T + l_B)^2 - l_B^2 - 4(l_B \cos 45^\circ)^2}. \quad (2.10)$$

Запишем выражение для определения амплитуды возвратно-поступательного перемещения  $l_A$  рабочих емкостей относительно друг друга:

$$l_A = l_{\max} - l_{\min}. \quad (2.11)$$

Подставим значение выражений (2.10) и (2.4) в уравнение (2.11):

$$l_A = \sqrt{(2l_{PC1} + l_T + l_B)^2 - l_B^2 - 4(l_B \cos 45^\circ)^2} - 2l_{PC1} - l_T. \quad (2.12)$$

Далее запишем выражение (2.12), принимая во внимание уравнения (2.1) и (2.9):

$$l_A = \sqrt{l_0^2 - 4(l_B \cos 45^\circ)^2} - \sqrt{l_0^2 + l_B^2} + l_B. \quad (2.13)$$

Таким образом, полученные выражения для расчета основных геометрических параметров механизма машины с двумя рабочими емкостями, которые соединены между собой поступательной кинематической парой. На основе уравнений (2.12) и (2.13), в зависимости от исходных данных, можно определить амплитуду возвратно-поступательного перемещения рабочих емкостей друг относительно друга.

### §3. Аналитическое исследование конструкции машины с двумя рабочими емкостями, которые соединены между собой вращательной кинематической парой.

Аналогично предыдущему механизму, в процессе эксплуатации данной конструкции механизма машины, расстояние между геометрическими осями крепления вилок к рабочим емкостям  $l_{PC}$ , за счет вращательной кинематической пары  $D2$ , также будет циклически меняться от минимального  $l_{\min}$  до максимального  $l_{\max}$  значения.

При проектировании такого механизма машины возникает необходимость в расчете амплитуды углового перемещения одной рабочей емкости относительно другой, определение рациональных соотношений длин звеньев механизма, а также расчета максимального расстояния между геометрическими осями крепления вилок к рабочим емкостям. В связи с этим, необходимо получить выражения для возможности расчета основных геометрических параметров данного механизма машины.

Исследования и синтез данного механизма машины следует начинать, также, задаваясь исходными геометрическими параметрами, которые выбираются в зависимости от размера и количества обрабатываемых деталей, а также типа технологических операций, выполняемых на данном оборудовании. К таким исходным данным относятся: межосевые расстояния ведущей и ведомой вилок –  $l_B$ , длины рабочих емкостей от оси соединения свилкой к центру вращательной кинематической пары  $D2 - l_{PC1}$  и  $l_{PC2}$ , диаметр рабочих емкостей –  $D_{PC}$ , и «диаметр вилок» –  $D_B$ , то есть длина геометрической оси крепления ведущей и ведомой вилок и с рабочей емкостью. Положения подвижных звеньев машины, соответствующие минимальному  $l_{\min}$  и максимальному  $l_{\max}$  расстоянию между геометрическими осями крепления вилок к рабочим емкостям, представлены на рис. 10 и рис. 11, соответственно, (обозначение звеньев на рис. 10 и 11 совпадают с обозначениями звеньев на кинематической схеме, представленной на рис. 6).



После поворота ведущего вала на  $180^\circ$ , будет возникать такое положение подвижных звеньев машины, которое представлено на рис. 12, когда оси рабочих емкостей  $l_{PC1}$ ,  $l_{PC2}$  будут пересекаться под тем же углом  $\alpha$ , но расположены будут уже «зеркально» по другую сторону от линии  $l_{BO}$ . Таким образом, обе рабочие емкости будут на минимальном расстоянии от станины.

В связи с вышесказанным необходимо получить выражение для определения минимально допустимого расстояния  $l_N$  взятого по нормали от вертикальной стенки станины к центру вращательной кинематической пары ведущего вала с ведущей вилкой (ведомого вала с ведомой вилкой). Расстояние  $l_N$  должно обеспечивать свободное (без заклинивания всего механизма) вращения рабочих емкостей соответствующего типа-размера. Длину  $l_N$  можно определить следующим образом:

$$l_N = l_{GK} + l_{GN}, \quad (3.5)$$

где  $l_{GN}$  – расстояние между станиной машины и вилкой, ось крепления которой с емкостью расположена в горизонтальной плоскости. Длину  $l_{GN}$  нужно принимать, исходя из условия обеспечения свободного вращения емкостей соответствующего типа-размера, в пределах  $10 - 20\%$  от длины  $l_B$ :

$$l_{GN} \approx (0,1 \dots 0,2) \cdot l_B. \quad (3.6)$$

Из прямоугольного треугольника  $GFK$  (угол  $F - 90^\circ$ ) определим расстояние  $l_{GK}$ :

$$l_{GK} = l_{GF} \cos \lambda. \quad (3.7)$$

В свою очередь, расстояние  $l_{GF}$  можно определить, как:

$$l_{GF} = l_{EF} + l_{GE}, \quad (3.8)$$

где  $l_{GE} = R_B$  – «радиус вилки», половина от геометрической оси крепления ведущей вилки с рабочей емкостью. Определяется в зависимости от диаметра рабочей емкости машины  $D_{PC}$ , который задается в исходных геометрических параметрах.

Длину  $l_{EF}$  определим из прямоугольного треугольника  $EBF$  (угол  $E - 90^\circ$ ), учитывая, что  $l_{EB} = l_B$ :

$$l_{EF} = l_B \cdot \operatorname{tg} \lambda. \quad (3.9)$$

Запишем выражение (3.7) с учетом уравнений (3.8) и (3.9):

$$l_{GK} = (l_B \cdot \operatorname{tg} \lambda + l_{GE}) \cdot \cos \lambda. \quad (3.10)$$

Исходя из геометрических соображений (рис. 12) и принимая во внимание выражение (3.10), можно записать:

$$l_N = (l_B \cdot \operatorname{tg} \lambda + l_{GE}) \cdot \cos \lambda + l_{GN}, \quad (3.11)$$

где  $\lambda$  – угол между прямой  $DB$ , соединяющей центры вращательных кинематических пар валов с вилками и прямой  $CB$ , соединяющий центр вращательной кинематической пары рабочих емкостей и кинематической пары ведущей вилки с ведущим валом. Угол  $\lambda$  можно определить следующим образом:

$$\lambda = \beta - \varepsilon = \arccos \frac{l_{PC2} \cdot l_B + l_B^2 + 0,5 \cdot l_0^2}{\sqrt{l_0^2 + l_B^2} \cdot (l_{PC2} + l_B)} - \operatorname{arccctg} \frac{l_0}{l_B}. \quad (3.12)$$

Подставим выражение (3.12) в уравнение (3.11):

$$l_N = \left[ l_B \cdot \operatorname{tg} \left( \arccos \frac{l_{PC2} \cdot l_B + l_B^2 + 0,5 \cdot l_0^2}{\sqrt{l_0^2 + l_B^2} \cdot (l_{PC2} + l_B)} - \operatorname{arccctg} \frac{l_0}{l_B} \right) + l_{GE} \right] \times \\ \times \cos \left( \arccos \frac{l_{PC2} \cdot l_B + l_B^2 + 0,5 \cdot l_0^2}{\sqrt{l_0^2 + l_B^2} \cdot (l_{PC2} + l_B)} - \operatorname{arccctg} \frac{l_0}{l_B} \right) + l_{GN}. \quad (3.13)$$

Таким образом, по выражению (3.13), с учетом конструктивных особенностей и соотношений длин звеньев машины, можно определить минимально допустимое расстояние  $l_N$  ведущего и ведомого валов машины соответствующего типоразмера, которое обеспечит ее беспрепятственное функционирование.

В данной конструкции машины, при положении подвижных звеньев, которое представлено на рис. 12, между осью ведомого вала и осью второй рабочей емкости, образуется такой угол  $\varphi$ , который не дает возможности использовать вторую рабочую емкость цилиндрической формы, аналогичную по форме к первой емкости. Для того, чтобы обеспечить функционирование машины, необходимо вторую рабочую емкость выполнять с частично конической формой. Рассмотрев рис. 12, очевидно, что данная конструкция машины может работать только при выполнении условия

$$l_R < l_{II}, \quad (3.14)$$

где  $l_{II}$  – это расстояние от вращательной кинематической пары ведомой вилки со второй рабочей емкостью до ее стенки,  $l_R$  – это расстояние от вращательной кинематической пары ведомой вилки со второй емкостью до перпендикуляра, который проведен на ось второй рабочей емкости с конца расстояния  $l_{II}$ .

Исходя из геометрических соображений, запишем выражение для определения длины  $l_R$ :

$$l_R = l_{II} \cdot \cos \left( \arctg \frac{l_{BO}}{l_B} - \arcsin \frac{(l_{PC2} + l_B) \sin \beta}{l_{PC1}} \right). \quad (3.15)$$

Таким образом, на расстоянии  $l_R$  отложенном вдоль оси вращения первой емкости от центра вращательной кинематической пары ведомой вилки, должно образовываться круглое поперечное сечение второй рабочей емкости с таким радиусом  $R$ , который будет обеспечивать свободное вращение емкости в середине ведущей вилки. Величину  $R$  можно определить следующим образом:

$$R = l_1 - l_2, \quad (3.16)$$

где  $l_1$  – перпендикуляр от оси второй рабочей емкости к внутренней стенке ведомой вилки;  $l_2$  – расстояние от внутренней стенки ведомой вилки к конической поверхности рабочей емкости, которое отложено вдоль линии  $l_1$ . В свою очередь,  $l_1$  и  $l_2$  можно определить следующим образом:

$$l_1 = l_{II} \sin \left( \arctg \frac{l_{BO}}{l_B} - \arcsin \frac{(l_{PC2} + l_B) \sin \beta}{l_{PC1}} \right); \quad (3.17)$$

$$l_2 = 0,5h \cdot \cos \varphi. \quad (3.18)$$

Подставим выражения (3.17) и (3.18) в уравнение (3.16):

$$R = l_{II} \sin \left( \arctg \frac{l_{BO}}{l_B} - \arcsin \frac{(l_{PC2} + l_B) \sin \beta}{l_{PC1}} \right) - 0,5h \cdot \cos \varphi. \quad (3.19)$$

Таким образом, получены выражения (3.19) и (3.15) по которым можно рассчитать максимально допустимую величину радиуса сечения рабочей емкости и расстояние, на котором сечение должно быть расположено относительно вращательной кинематической пары ведомой вилки с рабочей емкостью соответственно.

#### **Заключение.**

Представлены два возможных варианта освобождения пространственного механизма машины для обработки деталей от избыточной связи. Выполнен синтез и дальнейшее аналитическое исследование двух семизвенных пространственных механизмов в структуре каждого из которых отсутствует избыточная связь. На основе синтезированных механизмов проведено моделирование двух машин для обработки деталей с двумя рабочими емкостями с помощью САПР SolidWorks. Аналитически полученные выражения для определения основных геометрических соотношений длин звеньев разработанных машин, обеспечивающих их беспрепятственное функционирование. Эти выражения могут быть использованы при дальнейшем проектировании такого типа оборудования.

Разработанные конструкции машин с двумя рабочими емкостями позволяют значительно повысить производительность обработки деталей за счет того, что появляется возможность с помощью одной машины одновременно выполнять две различные технологические операции галтовки или одновременно обрабатывать две партии различных деталей. Полученные результаты являются основой для проведения дальнейших исследований шарнирных пространственных механизмов с избыточными связями.

РЕЗЮМЕ. На основі структурного синтезу запропоновано конструкції семиланкових просторових шарнірних механізмів машин з двома робочими ємностями для обробки деталей без пасивного зв'язку, описані принципи їх роботи. Проведено аналітичні дослідження основних геометричних параметрів машин. Отримано вирази, що описують взаємозв'язок між геометричними параметрами просторових механізмів для визначення раціональних співвідношень довжин їх ланок, які, в цілому, забезпечують безперешкодне функціонування машин.

1. *Артболевский И.И.* Теория машин и механизмов. – Москва: Наука, 1988. – 640 с.
2. *Бурмістенков О.П.* Виробництво литих деталей та виробів з полімерних матеріалів у взуттєвій та шкіргалантерейній промисловості. – Хмельницький: ХНУ, 2007. – 255 с.
3. *Залюбовський М.Г.* Вдосконалення машин зі складним рухом робочих ємностей для обробки деталей легкої промисловості: Автореф. дис. канд. техн. наук. – Київ: КНУТД, 2017. – 24 с.
4. *Залюбовський М.Г., Панасюк І.В., Малишев В.В.* Машини зі складним рухом робочих ємностей для обробки полімерних деталей. – Київ: Університет «Україна», 2018. – 228 с.
5. *Кожевников С.Н.* Основания структурного синтеза механизмов. – Киев: Наук. думка, 1979. – 232 с.
6. *Панасюк І.В., Залюбовський М.Г.* Визначення деяких конструктивних параметрів змішувачів з тривимірним обертанням барабану // Вісн. Київського нац. ун-ту технологій та дизайну. – 2013. – № 5. – С. 76 – 81.
7. *Панасюк І.В., Залюбовський М.Г.* Визначення закону зміни кутової швидкості ведучого валу машини для обробки деталей зі складним рухом робочої ємності // Вісн. Київського нац. ун-ту технологій та дизайну. – 2015. – № 5. – С. 40 – 46.
8. *Панасюк І.В., Залюбовський М.Г.* Підвищення енергоефективності процесу фінішної обробки деталей в обертючих ємностях // Вісн. Київського нац. ун-ту технологій та дизайну. – 2017. – № 5. – С. 65 – 72.
9. *Патент №105556, МПК В01F 11/00.* Машина для обробки деталей / Залюбовський М.Г., Панасюк І.В., заявник та патентовласник Київський національний університет технологій та дизайну – №u201509212; заяв. 25.09.2015, опуб. 25.03.2016, бюл. № 6.
10. *Патент №113266, МПК В24В 31/10 (2006.01).* Спосіб вологого полірування полімерних деталей / Залюбовський М.Г., Панасюк І.В., заявник та патентовласник Київський національний університет технологій та дизайну – №u201606525; заяв. 15.06.2016, опуб. 25.01.2017, бюл. № 2.
11. *Патент №113267, МПК В24В 31/10 (2006.01).* Спосіб вологого шліфування полімерних деталей / Залюбовський М.Г., Панасюк І.В., заявник та патентовласник Київський національний університет технологій та дизайну – №u201606526; заяв. 15.06.2016, опуб. 25.01.2017, бюл. № 2.
12. *Патент №126647, МПК В01F 11/00 (2018.01).* Машина для обробки деталей / Залюбовський М.Г., Панасюк І.В., заявник та патентовласник Київський національний університет технологій та дизайну – №u201801469; заяв. 15.02.2018, опубл. 25.06.2018, бюл. № 12.
13. *Патент №127438, МПК В24В 31/00 (2018.01).* Машина для обробки деталей / Залюбовський М.Г., Панасюк І.В., заявник та патентовласник Київський національний університет технологій та дизайну – №u201803397; заяв. 30.03.2018, опубл. 25.07.2018, бюл. № 14.
14. *Решетов Л.Н.* Конструирование рациональных механизмов. – Москва: Машиностроение, 1972. – 256 с.
15. *Фролов К.В., Попов С.А., Мусатов А.К.и др.* Теория механизмов и машин. – Москва: Высш. шк., 1987. – 496 с.
16. *Хростицкий А.А., Евграфов А.Н., Терещин В.А.* Геометрия и кинематика пространственного шестизвенника с избыточными связями // Научно-технические ведомости СПбГПУ. – 2011. – № 2. – С. 170 – 176.
17. *Хростицкий А.А., Евграфов А.Н., Терещин В.А.* Особенности задачи исследования геометрии механизма с избыточными связями // Научно-технические ведомости СПбГПУ. – 2011. – № 4. – С. 122 – 126.

18. Хростицкий А.А., Терёшин В.А. Особенности структуры и геометрии пространственного шестизвенного механизма с избыточными связями // Современное машиностроение. Наука и образование: материалы Межд. науч.-прак. конф. – Санкт-Петербург: Изд-во СПбГПУ, 2011. – С. 399 – 409.
19. Antonyuk E.Ya., Sakharnov V.A., Koval N.I. Dynamic System of an Engine with Spatially Rocking Links: a Mathematical Model // Int. Appl. Mech. – 2010. – **46**, N 9. – P. 1039 – 1049.
20. Antonyuk E.Ya., Zabuga A.Ya. Motion of Articulated Vehicle with Two-Dimensional Subject to Lateral Obstacles // Int. Appl. Mech. – 2016. – **52**, N 4. – P. 404 – 412.
21. Marigo M. Discrete Element Method Modelling of Complex Granular Motion in Mixing Vessels: Evaluation and Validation. PhD dissertation. – Birmingham: The University of Birmingham, UK., 2012. – 316 p.
22. Marigo M., Cairns D.L., Davies M., Cook M., Ingram A., Stitt E.H. Developing Mechanistic Understanding of Granular Behaviour in Complex Moving Geometry using the Discrete Element Method. Part A: Measurement and Reconstruction of Turbula Mixer Motion using Positron Emission Particle Tracking // Computer Modeling in Engineering and Sciences. – 2010. – **59**, N 3. – P. 217 – 238.
23. Marigo M., Cairns D.L., Davies M., Ingram A., Stitt E.H. A numerical comparison of mixing efficiencies of solids in a cylindrical vessel subject to a range of motions // Powder Technology. – 2012. – **217**. – P. 540 – 547.
24. Marigo M., Cairns D.L., Davies M., Ingram A., Stitt E.H. Developing Mechanistic Understanding of Granular Behaviour in Complex Moving Geometry using the Discrete Element Method. Part B: Investigation of Flow and Mixing in the Turbula (R) Mixer // Powder Technology. – 2011. – **212**. – P. 17 – 24.
25. Panasjuk I., Zaljubovskiy M. Determination of design parameters of block linkage mechanism of the drive of machine for processing of details with the compound motion of working reservoir // Metallurgical and Mining Industry. – 2016. – N 9. – P. 34 – 42.
26. Willy A. Bachofen (WAB): Willy A. Bachofen AG, Maschinenfabrik. – 2019.

Поступила 24.04.2019

Утверждена в печать 09.07.2020

