

## ГАЛУЗЕВЕ МАШИНОБУДУВАННЯ

УДК 621.924.7

DOI <https://doi.org/10.32838/2663-5941/2020.4/02>

**Залюбовский М.Г.**

Открытый международный университет развития человека «Украина»

**Панасюк И.В.**

Учебно-научный институт инженерии и информационных технологий  
Киевского национального университета технологий и дизайна

**Малышев В.В.**

Инженерно-технологический институт  
Открытого международного университета развития человека «Украина»

### СТРУКТУРНЫЙ СИНТЕЗ И АНАЛИЗ ПРОСТРАНСТВЕННОГО МЕХАНИЗМА БЕЗ ИЗБЫТОЧНОЙ СВЯЗИ ГАЛТОВОЧНОЙ МАШИНЫ

*Розглянуто просторовий шестиланковий механізм машини зі складним просторовим рухом робочої ємності, яка використовується для галтувальних процесів обробки деталей та для змішування дрібнодисперсних сипких речовин. Ступінь рухомості просторового механізму машини, згідно з формулою Сомова-Малышева, дорівнює нулю. Це пов'язано з наявністю надлишкового (пасивного) зв'язку в кінематичному ланцюзі просторового механізму. Наявність надлишкового зв'язку негативно впливає на експлуатаційні властивості машини. Така конструкція машини може функціонувати тільки у разі забезпечення високої точності довжин ланок просторового механізму, а навіть у разі незначної деформації однієї з ланок може виникнути заклинювання механізму, як наслідок, машина відразу виходить з ладу. Авторами запропонований один з можливих способів звільнення просторового механізму машини від надлишкового (пасивного) зв'язку. На основі структурного синтезу розроблено конструкцію шестиланкового просторового шарнірного механізму з кінематичною парою четвертого класу без надлишкового зв'язку. При цьому використаний аналітичний метод дослідження на основі геометричного і структурного синтезу просторового шестиланкового механізму галтувальної машини, виконано моделювання машини в системі автоматизованого проектування SolidWorks 2016. Встановлено взаємозв'язок між різними геометричними параметрами синтезованого механізму машини, що дає можливість визначити раціональні співвідношення довжин ланок механізму. Отримані математичні залежності дають змогу розрахувати основні конструктивні параметри машини, що забезпечують її раціональне функціонування без заклинювання. Такі залежності можуть бути використані на стадії проектування відповідного типу обладнання.*

**Ключові слова:** просторовий механізм, надлишковий зв'язок, кінематична пара, робоча ємність, галтування, структурний синтез.

**Постановка проблеми.** Перспективним оборуодованием на сьогоднішній день, используемым для реализации галтовочных технологических операций [1, с. 8] (технологические процессы улучшения качества поверхности деталей (шлифование [2, с. 3] и полирование [3, с. 3]), отделение деталей от литников [4, с. 4] и т.д.), являются машины [5, с. 248–251], рабочие емкости которых выполняют сложное пространственное движение [6, с. 218]. В этих машинах рабочая емкость выполняет одновременное перемещение относительно трех взаимно перпендикулярных плоско-

стей, а также вращается вокруг собственной оси. Такое движение рабочей емкости способствует повышению интенсивности движения технологической среды. В результате достигается значительное повышение производительности изготовления деталей с одновременным уменьшением энергозатрат.

Известна [7, с. 10–23] «базовая» конструкция машины со сложным движением рабочей емкости. Она представляет собой шестизвенный пространственный механизм с вращательными кинематическими парами. Такой пространственный

механизм имеет свои особенности – в его структуре есть избыточная (пассивная) связь, негативно влияющая на долговечность и эксплуатационные характеристики механизма. В работе [8, с. 402] определено, что механизм может функционировать только при соблюдении высокой точности конструктивных соотношений длин 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.

Таким образом, синтез и аналитическое исследование пространственных механизмов галтовочной машины без избыточной связи является актуальной задачей.

**Анализ последних исследований и публикаций.** На сегодняшний день пространственные шарнирные механизмы широко применяются в различных сферах и отраслях промышленности [1, с. 8–13; 9, с. 404]. В то же время использование пространственных механизмов затруднено в связи со сложностью конструкции [10, с. 63], достаточно часто в их кинематических цепях имеются избыточные связи. Особенно это касается пространственных шарнирных механизмов с вращательными кинематическими парами.

В литературных источниках представлены многочисленные примеры преодоления статических неопределенностей (избыточных связей) в шарнирных механизмах. В частности, значительное количество примеров освобождения от избыточных связей представлено в работе [11, с. 10–100]. Также известны [1, с. 174–181]

варианты освобождения пространственных механизмов галтовочных машин от избыточной связи. Однако в результате освобождения от избыточной связи возникают другие проблемы, связанные с эксплуатацией этих машин, например, уменьшение долговечности работы отдельных подвижных узлов машины, изменение кинематических параметров пространственного перемещения рабочей емкости, что приводит к изменению интенсивности перемещения рабочего массива и тому подобному.

**Постановка задания.** Целью работы является синтез шестизвенного пространственного механизма галтовочной машины без избыточной связи с последующим аналитическим исследованием его основных конструктивных параметров и получение математических зависимостей для их расчета.

**Изложение основного материала.** В работе [1, с. 35–38] рассмотрена конструкция машины со сложным пространственным движением рабочей емкости, подвижные звенья которой образуют собой пространственный шестизвенный механизм с вращательными кинематическими парами. Эту конструкцию будем именовать «базовой». Кинематическая схема пространственного механизма «базовой» конструкции механизма машины и ее модель, созданные с помощью САПР SolidWorks, представлены на рис. 1а и б соответственно.

Машина состоит из станины 1, ведущего 2 и ведомого 6 валов, установленных в станине параллельно в одной плоскости и соединенных между собой двойным пространственным шарниром, который 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

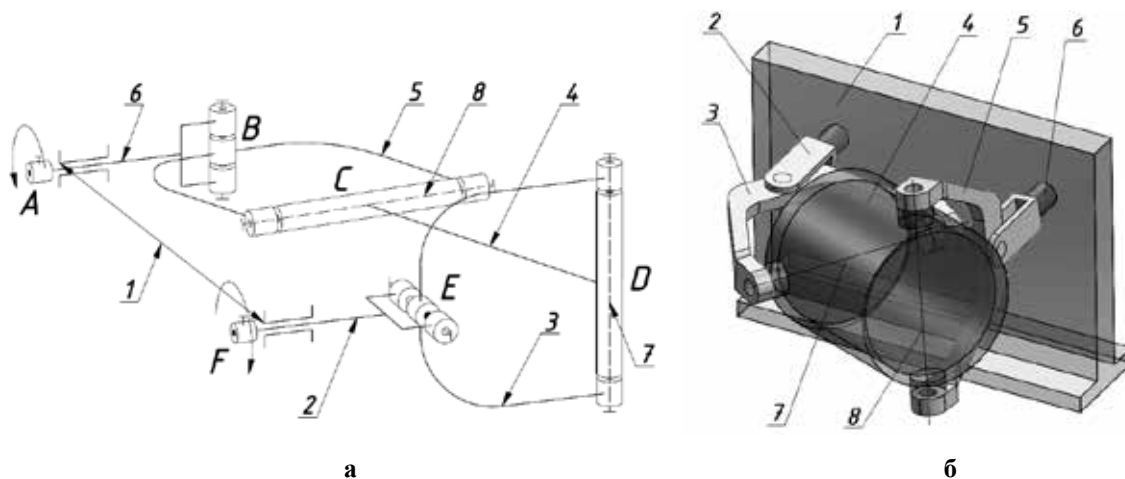


Рис. 1. а – кинематическая схема «базовой» конструкции механизма, б – модель машины

собой пространственный шестизвенный механизм с вращательными кинематическими парами. Механизм представляет собой замкнутую кинематическую цепь  $ABCDEF$ , оси  $A$  и  $F$  параллельны между собой, а оси  $A$  и  $B$ ,  $B$  и  $C$ ,  $C$  и  $D$ ,  $D$  и  $E$ ,  $E$  и  $F$  перпендикулярны между собой соответственно.

Используя формулу Сомова-Малышева [12, с. 10] для определения степени подвижности механизма, установлено, что он будет равен нулю:

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

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:  $A, B, C, D, E, F$ ).

Известно из [13, с. 405], что освободиться от действия избыточной связи можно на основе введения в кинематическую цепь механизма дополнительного подвижного звена или на основе замены одной из кинематических пар 5-го класса на кинематическую пару 4-го класса. Таким образом, был синтезирован шестизвенный пространственный механизм машины [14, с. 3], в котором вращательная кинематическая пара, соединяющая ведомую вилку с рабочей емкостью 5-го класса, заменена на кинематическую пару 4-го класса с возможностью дополнительного возвратно-поступательного перемещения ведомой вилки вдоль направляющей, выполненной вдоль стенки рабочей емкости. На рис. 2а представлена кинематическая схема синтезированного механизма, на рис. 2б – модель данной машины, созданные с помощью САПР SolidWorks.

Степень подвижности по формуле Сомова-Малышева (1) для данного пространственного механизма будет равна единице. Исключено влияние избыточной связи.

Машина для обработки деталей состоит из станины 1, ведущего 2 и ведомого 3 валов, установленных в станине параллельно в одной плоскости. Ведущий 2 и ведомый 3 валы шарнирно соединены вторыми концами с ведущей вилкой 4 и ведомой вилкой 5 соответственно, диаметрально взаимно перпендикулярные оси которых 6 и 7 являются осями крепления рабочей емкости 8. Рабочая емкость 8 соединена с ведущей вилкой 4 с помощью вращательной кинематической пары пятого класса, а с ведомой вилкой с помощью кинематической пары четвертого класса  $D$  с возможностью как вращательного, так и возвратно-поступательного перемещения ведомой вилки 5 вдоль направляющих 9, которые жестко соединены вдоль стенки рабочей емкости 8. Направляющие 9 расположены параллельно продольной оси рабочей емкости 8.

Применение удлиненной рабочей емкости 8, длина которой превышает расстояние между геометрическими осями ведущей 4 или ведомой 5 вилок  $l_B$ , повлечет дополнительное возвратно-поступательное перемещение ведомой вилки 5 относительно направляющих 9 рабочей емкости 8 на соответствующую амплитуду  $l_A$ .

Таким образом, в процессе эксплуатации машины расстояние между геометрическими осями крепления вилок к рабочей емкости  $l_{PC}$  за счет кинематической пары 4-го класса циклически меняется от минимального  $l_{PC(MIN)}$  до максимального  $l_{PC(MAX)}$  значения. За один полный оборот ведущего вала машины будут происходить 4 возвратно-поступательные перемещения ведомой вилки вдоль направляющих.

Максимальное расстояние  $l_{PC(MAX)}$  будет образовываться при таких положениях подвижных звеньев машины, когда продольная ось рабочей емкости проецируется на вертикальную плоскость

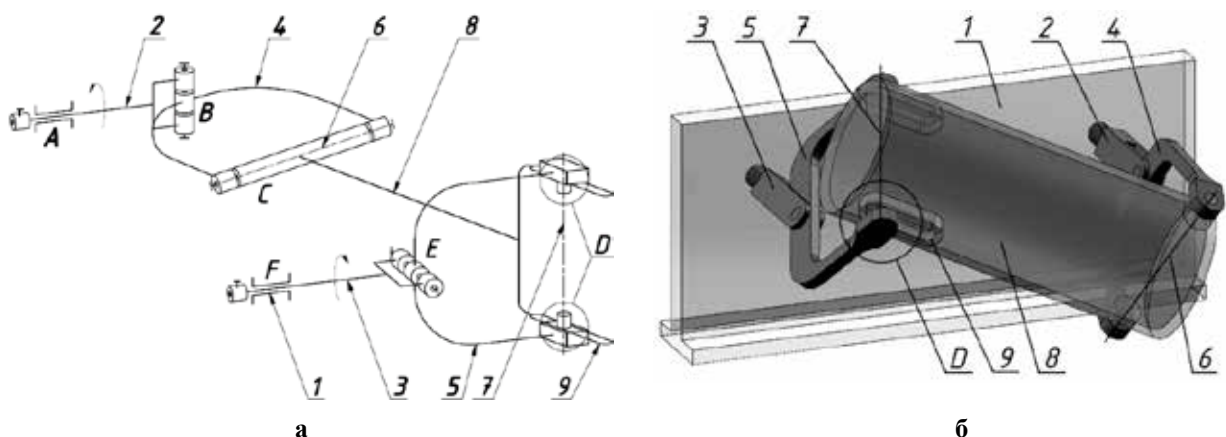


Рис. 2. а – кинематическая схема синтезированного механизма, б – модель машины

станины в натуральную величину (рис. 3а), минимальное расстояние  $l_{PC(MIN)}$  будет образовываться, когда одна из осей крепления ведущей или ведомой вилки будет горизонтальной, а другая вертикальной (рис. 3б). Обозначения звеньев на рис. 3 совпадают с обозначениями на рис. 2.

Аналитическое исследование данного механизма машины следует начинать, задаваясь геометрическими параметрами, в частности:  $l_{PC(MIN)}$  – минимальное расстояние между геометрическими осями крепления вилок к рабочей емкости,  $l_B$  – межосевое расстояние ведущей и ведомой вилок. При этом должно выполняться условие:

$$l_{PC(MIN)} > l_B. \quad (2)$$

На основе прямоугольного треугольника, образованного в горизонтальной плоскости (рис. 3а), можно записать выражение для определения расстояния между осями ведущего и ведомого валов  $l_0$ :

$$l_0 = \sqrt{(l_{PC(MIN)} + l_B)^2 - l_B^2}. \quad (3)$$

Максимальное расстояние  $l_{PC(MAX)}$  (рис. 3б) между геометрическими осями крепления вилок к рабочей емкости можно определить по выражению:

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

где  $l_X$  – расстояние между осью вращения ведущего (ведомого) вала и осью рабочей емкости в проекции на вертикальную плоскость станины. Предварительно в работе [15, с. 72] получено выражение для определения длины  $l_X$ :

$$l_X = l_B \cos 45^\circ. \quad (5)$$

Подставим значение выражения (5) в уравнение (4):

$$l_{PC(MAX)} = \sqrt{l_0^2 - 4(l_B \cos 45^\circ)^2}. \quad (6)$$

Как отмечалось выше, в процессе эксплуатации машины будет меняться расстояние между геометрическими осями вилок, что будет происходить за счет возвратно-поступательного перемещения ведомой вилки вдоль направляющей. Амплитуду  $l_A$  возвратно-поступательного перемещения ведомой вилки вдоль направляющей можно определить следующим образом:

$$l_A = l_{PC(MAX)} - l_{PC(MIN)}. \quad (7)$$

Подставим в уравнение (7) выражение (6):

$$l_A = \sqrt{l_0^2 - 4(l_B \cos 45^\circ)^2} - l_{PC(MIN)}. \quad (8)$$

Запишем уравнение (8) с учетом выражения (3):

$$l_A = \sqrt{(l_{PC(MIN)} + l_B)^2 - l_B^2 - 4(l_B \cos 45^\circ)^2} - l_{PC(MIN)}. \quad (9)$$

С помощью уравнения (9) можно рассчитать амплитуду  $l_A$  возвратно-поступательного перемещения ведомой вилки вдоль направляющей, что необходимо при конструировании данного типа оборудования.

В связи с возвратно-поступательным перемещением рабочей емкости, которое будет происходить фактически «в середине» ведомой вилки, ее необходимо изготавливать специальной формой, как представлено на рис. 3а. На рис. 3а представлено такое положение подвижных звеньев машины, при котором ведомая вилка по отношению к рабочей емкости будет находиться в одном из крайних положений, в результате чего правый торец рабочей емкости будет максимально приближенным к грани ведомой вилки. Для того

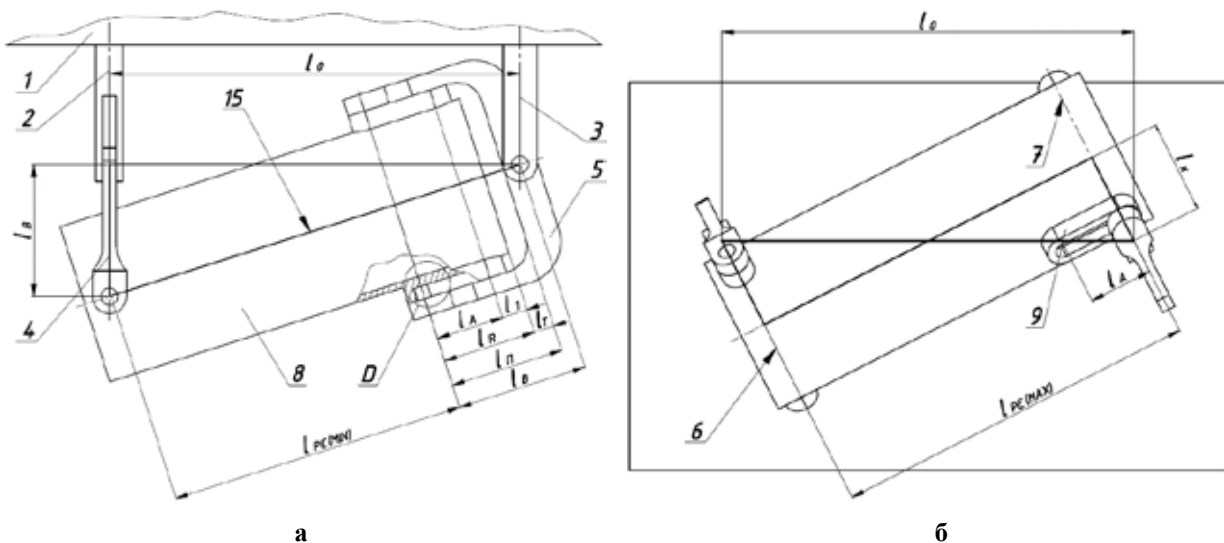


Рис. 3. Разработанная машина для обработки деталей: а – вид сверху, б – вид спереди

чтобы исключить столкновение торца рабочей емкости с ведомой вилкой и дальнейшее заклинивание механизма машины в целом, необходимо обеспечить образование соответствующего зазора  $l_T$  между торцом емкости и гранью ведомой вилки. Величину  $l_T$  рационально принимать в пределах примерно 10% от длины  $l_{PC(MAX)}$ . Таким образом, запишем выражение для расчета необходимого расстояния  $l_{II}$  (рис. 3а), которое будет обеспечивать свободный «проход» рабочей емкости в середине нее:

$$l_{II} = l_R + l_T. \quad (10)$$

С учетом вышеизложенного выражение (10) можно записать следующим образом:

$$l_{II} = l_R + 0,1\sqrt{l_0^2 - 4(l_B \cos 45^\circ)^2}, \quad (11)$$

где  $l_R$  – расстояние от геометрической оси крепления ведомой вилки с рабочей емкостью до правого торца рабочей емкости при соответствующем положении подвижных звеньев машины. В свою очередь  $l_R$  состоит из:

$$l_R = l_A + l_1, \quad (12)$$

где  $l_1$  – расстояние от геометрической оси крепления ведомой вилки с рабочей емкостью до правого торца рабочей емкости, при таком положении подвижных звеньев машины, когда образуется максимальное расстояние  $l_{PC(MAX)}$ . Длину  $l_1$  следует принимать, исходя из конструктивных особенностей рабочей емкости, в пределах примерно 40% от длины амплитуды  $l_A$ :

$$l_1 \approx 0,4 \cdot l_A. \quad (13)$$

Запишем выражение (12) с учетом формулы (13):

$$l_R = 1,4l_A. \quad (14)$$

Далее подставим значение выражения (14) в уравнение (11):

$$l_{II} = 1,4l_A + 0,1\sqrt{l_0^2 - 4(l_B \cos 45^\circ)^2}. \quad (15)$$

После чего запишем уравнение (15) с учетом значения выражения (9):

$$l_{II} = 1,4(\sqrt{(l_{PC(MIN)} + l_B)^2 - l_B^2 - 4(l_B \cos 45^\circ)^2} - l_{PC}^{min}) + 0,1\sqrt{l_0^2 - 4(l_B \cos 45^\circ)^2}. \quad (16)$$

Таким образом, выражение (16) позволяет рассчитать необходимое расстояние  $l_{II}$  между осью крепления ведомой вилки с рабочей емкостью и гранью ведомой вилки, обеспечивающее ее функционирование без заклинивания.

**Выводы.** Представлен один из возможных вариантов освобождения пространственного механизма галтовочной машины от избыточной связи.

Выполнен синтез и дальнейшее аналитическое исследование шестизвенного пространственного механизма с кинематической парой 4-го класса, в кинематической цепи которого отсутствует избыточная связь.

На основе аналитического исследования получены математические зависимости для расчета основных конструктивных параметров машины. Данные зависимости могут быть использованы соответствующими машиностроительными предприятиями при проектировании такого типа оборудования.

#### Список литературы:

1. Залюбовський М.Г. Машини зі складним рухом робочих ємкостей для обробки полімерних деталей : монографія / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк, В.В. Малишев. Київ : Університет «Україна», 2018. 228 с.
2. 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.
3. 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.
4. Патент № 137568, МПК В24В 31/10 (2006.01). Спосіб об'ємної обробки металевих деталей / Залюбовський М.Г., Панасюк І.В., Сухенко А.Г., заявник та патентовласник Київський національний університет технологій та дизайну – № u201904193; заяв. 19.04.2019, опуб. 25.10.2019, бюл. № 20.
5. Mayer-Laigle C. Mixing dynamics for easy flowing powders in a lab scale Turbula mixer / C. Mayer-Laigle, C. Gatumel, H. Berthiaux. *Chemical Engineering Research and Design*. Volume 95, March 2015, pp. 248–261.
6. 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 TurbulaMixer Motion using Positron Emission Particle Tracking. *CMES: Computer Modeling in Engineering & Sciences*, Vol. 59, No. 3. 2010, pp. 217–238.

7. Marigo M. Discrete Element Method Modelling of Complex Granular Motion in Mixing Vessels: Evaluation and Validation: dissertation EngD. The University of Birmingham, UK., 2012.
8. Хростицкий А.А., Терёшин В.А. Особенности структуры и геометрии пространственного шестизвенного механизма с избыточными связями. *Современное машиностроение. Наука и образование* : материалы Междунар. науч.-прак. конф.: (сайт). Санкт-Петербург : Изд-во Политехн. ун-та, 2011. С. 399–409.
9. Antonyuk E.Ya., Zabuga A.T. Motion of an Articulated Vehicle with Two-Dimensional Sections Subject to Lateral Obstacles. *Int. Appl. Mech.* 2016. 52, No 4. Pp. 404–412.
10. Мудров А.Г. Обзор исследований пространственных механизмов с вращательными шарнирами / А.Г. Мудров, Р.Ш. Марданов. Научно-методический журнал «Теория механизмов и машин». Том 13. 2015. № 2(26). С. 62–70.
11. Кожевников С.Н. Основания структурного синтеза механизмов. Киев : Наук. думка, 1979. 232 с.
12. Решетов Л.Н. Конструирование рациональных механизмов. Изд. 2-е, переработ. и доп. Москва : Машиностроение, 1972. 256 с.
13. Antonyuk E.Ya., Zabuga A.T. Motion of an Articulated Vehicle with Two-Dimensional Sections Subject to Lateral Obstacles. *Int. Appl. Mech.* 2016. 52, No. 4. Pp. 404–412.
14. Патент № 127611, МПК В24В 37/00 (2018.01), В24В 37/07 (2012.01). Машина для обработки деталей / Залюбовський М.Г., Панасюк І.В., заявник та патентовласник Київський національний університет технологій та дизайну – № u201802817; заяв. 20.03.2018, опуб. 10.08.2018, бюл. № 15.
15. Залюбовський М.Г. Об исследовании основных конструктивных параметров семизвенного пространственного механизма машины для обработки деталей / М.Г. Залюбовский, И.В. Панасюк. *Приклад. механика.* 2020. 56, № 1. С. 67–77.

**Zalyubovskiy M.G., Panasyuk I.V., Malyshev V.V. STRUCTURAL SYNTHESIS AND ANALYSIS OF A SPATIAL MECHANISM WITHOUT EXCESSIVE COMMUNICATION OF A TURNING MACHINE**

*A spatial six-link mechanism of a machine with complex spatial movement of a working vessel, which is used for tumbling processes for processing parts and for mixing finely divided bulk solids, is considered. The degree of mobility of the spatial mechanism of the machine, according to the Somov-Malyshev formula, is zero. This is due to the presence of excess (passive) communication in the kinematic chain, which has a negative impact on its operational properties. This design of the machine can only function while ensuring high accuracy of the lengths of the links of the spatial mechanism, and even with a slight deformation of one of the links, jamming of the mechanism may occur; as a result, the machine immediately fails. The authors proposed one of the possible ways to free the spatial mechanism of the machine from excessive (passive) communication. Based on structural synthesis, a six-link spatial articulated mechanism design with a fourth-class kinematic pair without excessive coupling has been developed. At the same time, an analytical research method was used based on the geometric and structural synthesis of the six-link spatial mechanism of the tumbling machine, the machine was modeled in the SolidWorks 2016 computer-aided design system. The relationship between the various geometric parameters of the synthesized machine mechanism was established, which makes it possible to determine rational ratios of the link lengths of the mechanism. The obtained mathematical dependencies allow us to calculate the basic design parameters of the machine, ensuring its rational functioning without jamming. These dependencies can be used at the design stage of the corresponding type of equipment.*

**Key words:** spatial mechanism, excess coupling, kinematic pair, working capacity, tumbling, structural synthesis.