

хнології у закладах ресторанного господарства: покращення органолептичних показників; зниження втрат у вазі (збільшення виходу); попередження мікробіологічного забруднення; подовження терміну зберігання напівфабрикатів; скорочення тривалості приготування страв з напівфабрикатів; підвищення харчової та біологічної цінності страв. Впровадження «Sous Vide» технології у вітчизняних закладах ресторанного господарства дозволить розширити асортимент страв, забезпечити високий рівень організації технологічного процесу та знизити виробничі втрати. А включення до меню страв оздоровчо-профілактичного призначення, отриманих за умови низькотемпературного оброблення, сприятиме розширенню контингенту споживачів.

#### Література

1. Barham Peter. Molecular Gastronomy: A New Emerging Scientific Discipline / Peter Barham, Leif H. Skibsted, Wender L.P. Bredie, Michael Bom Frost, Per Moller, Jens Risbo, Pia Snitkar, and Louise Morch Mortensen // Chem. Rev. – 2010. – № 110. – pp. 2313–2365.
2. Baldwin D.E. Sous vide cooking: A review / D.E. Baldwin // International Journal of Gastronomy and Food Science. – Vol. 1. – 2012. – pp. 15–30.
3. Roca J. Sous-Vide Cuisine / J. Roca, S. Bruges. – Barcelona: Montagud Editores, 2005. – 192 p.
4. Keller T. Under Pressure: Cooking Sous Vide / T. Keller. – Artisan, 2008. – 295 p.
5. Garcia-Segovia P. Effect of cooking method on mechanical properties, color and structure of beef muscle / P. Garcia-Segovia, A. Andres-Bello, and J. Martinez-Monzo // Journal of Food Engineering. – 2007. – Vol. 80. – pp. 813–821.
6. Кайм Г. Технология переработки мяса. Немецкая практика / Г. Кайм; перевод с нем. Г.В. Соловьев, А.А. Куреленко. – СПб.: Профессия, 2006. – 488 с.
7. Арпуть О.В., Удовицький В.В. / «Sous Vide» технологія як метод оброблення м'ясних продуктів // Програма і матер. другої міжнар. наук.-тех. конф. «Технічні науки: стан, досягнення і перспективи розвитку м'ясної, олієжирової та молочної галузей», 20–21 березня 2013 р. – К.: НУХТ, 2013. – С. 45–46.
8. Шугурова Т.Б. Техника и технология здорового питания / Т.Б. Шугурова // Мясная индустрия. – 2011. – № 12. – С. 24–26.
9. Бреславец Т.В. Розробка напівфабрикатів високого ступеня готовності з використанням вакуумного пакування під час теплового оброблення / Т.В. Бреславец, С.Л. Юрченко, М.Б. Колеснікова // Обладнання та технології харчових виробництв. – 2012. – Вип. 28. – С. 181–187.
10. Лузина Н.И. Микробиология мяса и мясных продуктов: учеб. пособие / Н.И. Лузина. – Кемерово: Кемеров. техн. ин-т пищ. пром-сти, 2004. – 75 с.
11. Nyati Hilda. An evaluation of the effect of storage and processing temperatures on the microbiological status of sous vide extended shelf-life products / Hilda Nyati // Food Control. – 2000. – Vol. 11. – P. 471–476.

УДК 621.01:

## ПРОЕКТИРОВАНИЕ МАЛЬТИЙСКИХ МЕХАНИЗМОВ ПО УСЛОВИЯМ ПРОЧНОСТИ И ОГРАНИЧЕНИЯ КОНТАКТНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ

Амбарцумянц Р.В. д-р техн. наук, профессор  
Одесская национальная академия пищевых технологий, г. Одесса

*Изложен новый общий метод по определению основных конструктивных параметров однородных мальтийских механизмов по условиям изгибающей и контактной выносливости, что позволяет разрабатывать их конструкции на этапе эскизного проекта.*

*A new general method on identity of basic contracting parameters of similar Geneva mechanisms according to bendable and contact endurance is stated that makes it possible to elaborate their designs on the stage of the exclusive project.*

Ключевые слова: мальтийский механизм, однородный, изгиб, контактная выносливость, межцентровое расстояние, удельное давление.

В машинах-автоматах пищевой, легкой, полиграфической промышленности, в станкостроении, приборостроении и др., благодаря простоте конструкции, обслуживания и надежности работы, широкое

применение нашли однородные мальтийские механизмы. В технической литературе и во многих учебниках по теории механизмов и машин [1,2,3] разработаны общие методы их кинематического анализа, синтеза, однако, отсутствуют единые методы их конструирования. Проведены их всесторонние экспериментальные исследования, предложены общие высказывания о проведении прочностных расчетов отдельных элементов мальтийских механизмов в учебниках по оборудованию пищевой, легкой промышленности станкостроения, приборостроения и др. [5,6], которые, однако, не доведены до логического завершения. Отсутствует единого стандартного подхода конструирования мальтийских механизмов по аналогии с зубчатыми механизмами.

Целью настоящей работы является разработка единого метода проектирования однородных мальтийских механизмов по условию прочности соединения кривошип–палец–цапфа пальца и ограничения контактных напряжений в соединении ролик–паз мальтийского креста.

На рис.1 представлена примерная конструкция однородного мальтийского механизма внешнего зацепления в двух проекциях. Основными параметрами, позволяющими разрабатывать конструкцию механизма, являются: длина кривошипа  $(O_1A)=R$ , межцентровое расстояние  $(O_1O_2)=L$ , диаметры  $d_1, d_2$  ведущего и ведомого валов соответственно, диаметры  $d_p$  ролика, ширина  $b$  ролика, диаметры  $d_q$  цапфы пальца под ролик, глубина  $h$  паза креста,  $S$  – расстояние от центра вращения креста  $O_2$  до торцов его пазов.

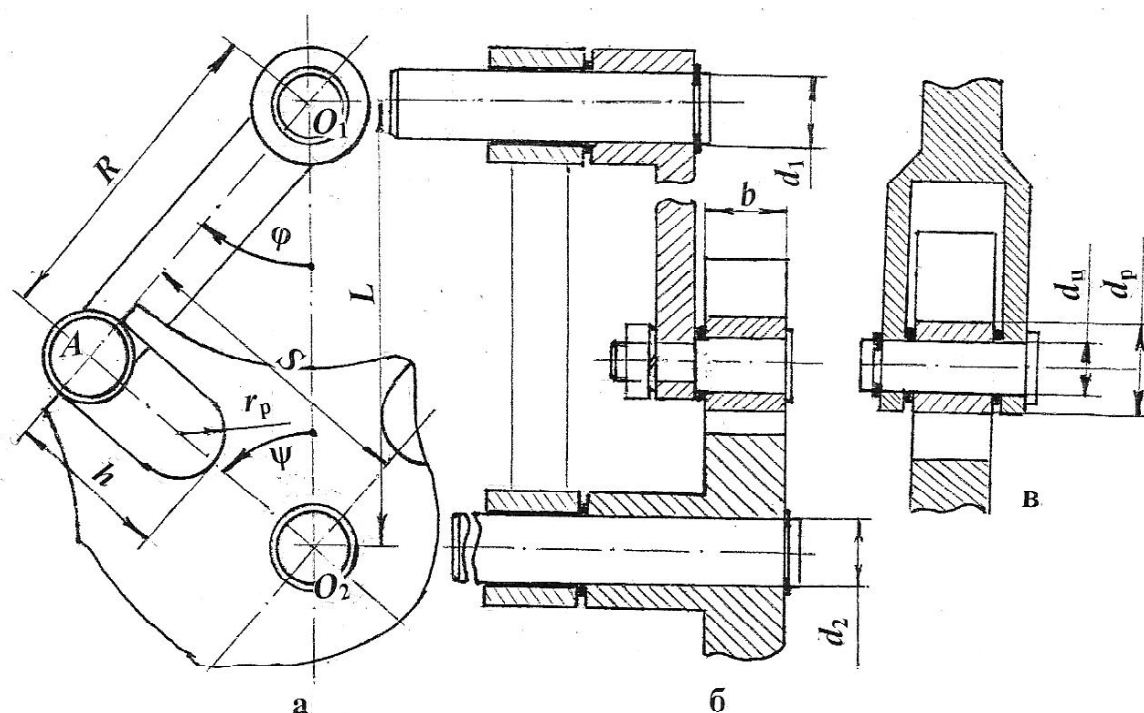


Рис.1 – Примерная конструкция мальтийского механизма в двух проекциях

При кинематическом синтезе однородных мальтийских механизмов по заданным начальным условиям определяются их основные геометрические размеры в безразмерных величинах. Для однородных мальтийских механизмов внешнего зацепления имеем [1]:

$$R = L \sin \frac{\pi}{z}, \quad (1)$$

$$S = L \cos \frac{\pi}{z}. \quad (2)$$

где  $z$  – число пазов креста.

Глубина паза креста должна удовлетворять неравенству

$$h > R + S - L = L(\sin \frac{\pi}{z} + \cos \frac{\pi}{z} - 1) + 0,5d_p. \quad (3)$$

Диаметры ведомого и ведущего валов должны ограничиваться неравенствами:

$$d_2 < 2L(1 - \sin \frac{\pi}{z} - \frac{d_b}{2L}), \quad (4)$$

$$d_1 < 2L(1 - \cos \pi/z). \quad (5)$$

Выражения (1 – 5) показывают, что основные геометрические и некоторые конструктивные параметры мальтийского механизма зависят от его межцентрового расстояния и числа пазов. При кинематическом синтезе этих механизмов, при заданном числе пазов, принимается  $L = 1$ , что позволяет осуществить их кинематический синтез и кинематическое исследование. Однако, для динамического исследования и, тем более, силового, что позволяет разрабатывать конструкцию механизма, нужны действительные размеры как звеньев, так и элементов кинематических пар. Для этого, как следует из выражений (1) – (5), достаточно определить значение  $L$ . Естественно положить, что действительное значение  $L$  зависит не только от внешних силовых факторов (например, передаваемой мощности), но и динамических свойств самого механизма.

Как правило, мальтийские механизмы чаще всего применяются в карусельных, револьверных, многопозиционных машинах-автоматах и полуавтоматах, в многопозиционных роторах, в шаговых конвейерах и т.п. в которых доминирующими являются динамические силы при движении механизма. Значит, наряду с внешними силовыми факторами на надежность и долговечность работы существенное влияние оказывают и динамические усилия.

Наиболее слабым местом мальтийских механизмов являются соединения: ролик – цапфа пальца; ролик – паз креста. В указанных соединениях важным является обеспечение условия не выдавливания смазки между сопряженными телами и, кроме того, в соединении ролик паз креста необходимо ограничить контактные напряжения для исключения явления «выкрашивание» учитывая, что большинство из них заключены в герметичные корпуса. Из сказанного следует, что основные конструктивные размеры этих механизмов следует определить исходя из прочности элементов указанных соединений с учетом как внешних силовых факторов, так и максимальных динамических усилий.

Известно, что в однородных мальтийских механизмах в начале движения креста наблюдается явление «мягкого удара» [1,2,3]. Согласно проведенным кинематическим исследованиям [1] в однородных мальтийских механизмах максимальное угловое ускорение креста возникает в положении кривошипа и креста, определяемое углами  $\varphi_0, \psi_0$  соответственно.

Для разработки конструкции мальтийских механизмов должны быть заданы:  $\omega_{кр}$  – угловая скорость кривошипа,  $c^{-1}$ ;  $I_k$  – момент инерции креста со всеми, соединенными с ним телами,  $кгм^2$ ;  $z$  – число пазов креста; вид зацепления – внешний или внутренний  $\varphi_0$  – угол поворота кривошипа при экстремальном значении углового ускорения креста (табл.8.3 для внешнего зацепления; табл.8.9 для внутреннего зацепления [1]);  $\psi_0$  – угол поворота креста при его экстремальном угловом ускорении (выбирается из тех же таблиц);  $\psi_k''$  – максимальное значение аналога углового ускорения креста (выбирается из тех же таблиц).

Наиболее слабым местом мальтийских механизмов является соединение ролик–паз креста, поэтому основные расчеты по конструированию необходимо вести из условия обеспечения прочности ее деталей. Воспользуемся известным уравнением прочности цапфы оси ролика на изгиб [6,7]

$$F_{max} b = 0,1 d_y^3 n_y [\sigma_F], \quad (6)$$

где  $F_{max}$  – максимальное давление на ролик, направленное перпендикулярно продольной оси паза при условии незначительности сил трения между роликом и пазом;  $n_y$  – коэффициент, зависящий от числа опор пальца ролика ( $n_y = 2$  при консольном креплении пальца ролика (см. рис.1,б),  $n_y = 4$  при расположении ролика между двумя опорами (см. рис.1,в));  $[\sigma_F]$  – допускаемое напряжение на деформацию изгиба материала оси ролика.

Для нормальной работы ролика необходимо обеспечить условие не выдавливания смазки между роликом и цапфой пальца, поскольку использования подшипника качения практически невозможно из-за ограниченных размеров креста. Имеем [8]

$$F_{max} = b d_y [p_y], \quad (7)$$

где  $[p_y]$  – допускаемое удельное давление между роликом и цапфой пальца.

Обозначим отношение ширины ролика  $b$  (длина цапфы) к диаметру цапфы  $\psi_{bdц}$  и будем называть его геометрическим параметром. Имеем

$$\psi_{bdц} = b/d_y. \quad (8)$$

Из уравнения (6) с учетом (7) получим

$$F_{\max} = \frac{0,1d_y^3 n_y [\sigma_F]}{b} = bd_y [p_y] \text{ или с учетом (8) } \frac{0,1n_y [\sigma_F]}{\psi_{bdц}^2} = [p_y].$$

Отсюда

$$\psi_{bdц} = \sqrt{\frac{0,1n_y [\sigma_F]}{[p_y]}} = 0,32 \sqrt{\frac{[\sigma_F]}{[p_y]}} n_y. \quad (9)$$

Из выражения (9) следует, что значение геометрического параметра  $\psi_{bdц}$  зависит как от выбранного материала пальца, так и от способа его крепления на кривошипе. Согласно уравнению (7) и соотношения (8) для диаметра цапфы находим

$$d_y = \sqrt{\frac{F_{\max}}{\psi_{bdц} [p_y]}}. \quad (10)$$

Для определения величины  $L$  воспользуемся уравнением Герца по контактным напряжениям между сопряженными цилиндрическими телами и записываем условие контактной выносливости

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{q \frac{E_{np}}{R_{np}}} \leq [\sigma_H], \quad (11)$$

где  $q = \frac{F_{\max}}{b}$  – удельное давление в элементах соединения ролик-паз;  $E_{np} = \frac{2E_1 E_2}{E_1 + E_2}$  – приведен-

ный модель упругости (здесь  $E_1, E_2$  модули упругости первого рода для материалов паза креста и ролика соответственно);  $\frac{1}{R_{np}} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_p} = \frac{1}{R_p} = \frac{2}{d_p}$  – приведенная кривизна соединения ролик-паз (приня-

то во внимание, что радиус кривизны паза  $R_1 \rightarrow \infty$ );  $[\sigma_H]$  – допускаемое контактное напряжение материала ролика (для уменьшения влияние трения, ролик, как правило, изготавливается из антифрикционных материалов).

В предположении, что угловая скорость креста задана и она постоянная ( $\omega_{кр} = const$ ), по выбранному значению аналога углового ускорения  $\psi_k''$  находим его угловое ускорение –  $\varepsilon_k = \omega_{кр}^2 \psi_k''$ , что позволяет при заданном значении  $I_k$  креста определить максимальное значение момента от сил инерции.

Имеем

$$M_{\max} = \varepsilon_k I_k = \omega_{кр}^2 \psi_k'' I_k. \quad (12)$$

Учитывая внешний момент сопротивления  $T_c$  для максимального момента сопротивления получим

$$T_k = M_{\max} + T_c = T_c + \omega_{кр}^2 \psi_k'' I_k. \quad (13)$$

Поскольку инерциальные нагрузки в мальтийском механизме доминирующие, то максимальное усилие  $F_{\max}$  возникает в положении механизма, определяемое углами  $\varphi_э, \psi_э$  (рис.2) и оно направлено перпендикулярно продольной оси паза креста в виду малости сил трения между роликом и пазом. Тогда

$$F_{\max} = \frac{T_k}{y}, \quad (14)$$

где  $y$  – плечо силы  $F_{\max}$  относительно центра вращения креста  $O_2$ .

Из прямоугольного треугольника имеем

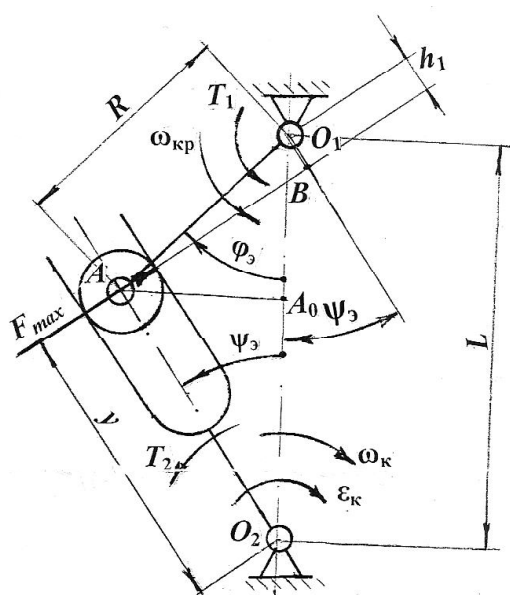


Рис.2 – Мальтийский механизм в экстремальном положении

$$y = kR, \tag{15}$$

$$\text{где } k = \frac{\sin \varphi_3}{\sin \psi_3}. \tag{16}$$

Отношение (16) в дальнейшем называем динамическим коэффициентом. Учитывая выражение (1), (14), (15) получим

$$q = \frac{T_k}{bk\lambda L}, \tag{17}$$

$$\text{где } \lambda = \sin \frac{\pi}{z}.$$

Для исключения кромочного контакта ролика с пазом креста, исходя из опыта проектирования, считается целесообразным обеспечение неравенства [8];

$$\frac{2b}{d_p} \leq 1,2. \tag{18}$$

Обозначим отношение<sup>1</sup>  $\frac{b}{L} = \psi_{bL}$  и назовем

его коэффициентом ширины ролика. Тогда диаметр

ролика при граничном условии неравенства (18) равно

$$d_p = 1,67\psi_{bL}L. \tag{19}$$

Условие контактной выносливости (11) с учетом (13), (17) (19) принимает вид

$$\sigma_H = 0,458 \sqrt{\frac{2T_k E_{np}}{\psi_{bL}^2 k \lambda L^3}} \leq [\sigma_H]. \tag{20}$$

Отсюда для межцентрового расстояния находим

$$L \geq \sqrt[3]{\frac{0,2097T_k E_{np}}{\psi_{bL}^2 k \lambda [\sigma_H]^2}} = 0,5935 \sqrt[3]{\frac{T_k E_{np}}{\psi_{bL}^2 k \lambda [\sigma_H]^2}}. \tag{21}$$

Максимальное значение величины  $T_k$  позволяет определить диаметр ведомого вала  $d_2$  по известной методике [6,7 и др.]. Для определения диаметра ведущего вала  $d_1$  необходимо определить то положение кривошипа, при котором возникает максимальный вращающий момент не нем от усилия между роликом и пазом и сравнить это значение с вращающим моментом в экстремальном положении мальтийского механизма. Как следует из данных табл. 8.3 [1] для однородных мальтийских механизмов в экстремальных их положениях требуется развивать максимальный вращающий момент, так как в этом положении плечо силы  $F_{max}$  относительно центра вращения кривошипа принимает минимальное значение. Согласно расчетной схеме (см. рис.2) имеем  $T_1 = F_{max}h_1$ , где  $h_1$  – плечо силы  $F_{max}$  относительно центра вращения  $O_1$ .

Опустим из точки  $O_1$  перпендикуляр на линию действия силы  $F_{max}$  до пересечения с ней. Тогда из прямоугольного треугольника  $O_1AB$  находим  $h_1 = R \cos(\varphi_3 + \psi_3)$ . Для вращающего момента  $T_1$ , принимая во внимание выражение (16) запишем  $T_1 = \frac{T_k R \cos(\varphi_3 + \psi_3)}{k\lambda L}$  или с учетом зависимости (1) окончательно получим

<sup>1</sup> Анализ существующих конструкций однородных мальтийских механизмов показывает, что данный коэффициент находится в границах [0,07...0,11].

$$T_1 = \frac{T_k \cos(\varphi_\psi + \psi_\psi)}{k} \quad (22)$$

После определения диаметра ведущего вала необходимо переходить к проверке неравенств (3), (4) и (5).

Пример. Определить конструктивные размеры мальтийского механизма внешнего зацепления по следующим исходным данным:

$n_1 = 150 \text{ мин}^{-1}$  – частота вращения кривошипа;  $I_k = 1,5 \text{ кгм}^2$  – приведенный момент инерции мальтийского креста;  $z = 4$  – число пазов креста;  $T_c = 0$  – внешний момент сопротивления.

Алгоритм расчета:

1. Выбираем материал: для валов, креста и пальца сталь 45 [9]:  $[\sigma_F] = 180 \text{ МПа}$ ,  $[\sigma_H] = 460 \text{ МПа}$ ,  $E_1 = 2,1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ , для ролика [9] – бронза АЖ 9–4Л,  $[\sigma_F] = 80 \text{ МПа}$ ,  $[\sigma_H] = 180 \text{ МПа}$ ,  $E_2 = 0,75 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ . По данным табл. 8.3 [1] имеем:  $\psi_{\text{max}}'' = 5,41$ ,  $\varphi_\psi = 11^\circ 28'$ ,  $\psi_\psi = 24^\circ 36'$ . По рекомендациям работы [7] принимаем  $[p_\psi] = 6 \text{ МПа}$ , а также консольное расположение ролика ( $n_\psi = 2$ ).

2. По формуле (9) вычисляем значение  $\psi_{bd\psi} = 2,479$ .

3. Вычисляем приведенный модуль упругости  $E_{np} = 0,5526 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ .

4. По выражению (16) вычисляем значение коэффициента динамичности  $k = 0,4776$ .

5. По формуле (13), (19), (21) находим: максимальное значение момента сопротивления  $T_k = 127,4 \text{ Нм}$ ; значение межцентрового расстояния  $L = 246,095 \text{ мм}$  и округляем до ближайшего большего целого значения  $L = 250 \text{ мм}$ ; диаметр ролика  $d_p = 39,043 \text{ мм}$ . Принимаем ближайшее большее целое значение  $d_p = 40 \text{ мм}$ .

6. По формулам (1), (2) вычисляем значения величин:  $R = S = 176,78 \text{ мм}$ .

7. Определяем ширину ролика по условию (18)  $b = 24 \text{ мм}$ , а по формуле (9) – значение геометрического параметра  $\psi_{bd\psi} = 1,168$ .

8. Используя отношение (8) находим диаметр цапфы  $d_\psi = 20,55 \text{ мм}$ . Принимаем  $d_\psi = 21 \text{ мм}$ .

9. По известной методике [6,7 и др.] вычисляем диаметр ведомого вала  $d_2 \geq 26,3 \text{ мм}$ . Принимаем  $d_2 = 28 \text{ мм}$ .

10. По формуле (22) вычисляем значение вращающего момента на ведущем валу  $T_1 = 215,6 \text{ Нм}$  и диаметр ведущего вала  $d_1 \geq 31,84 \text{ мм}$ . Принимаем  $d_1 = 32 \text{ мм}$ .

11. Вычисляем глубину паза креста по выражению (3)  $h \geq 123,55 \text{ мм}$ . Принимаем  $h \geq 124 \text{ мм}$ .

12. Проверяем выполнения неравенств (4), (5):

$d_2 = 28 < 500(1 - 0,7871) = 106,45 \text{ мм}$ ;  $d_1 = 32 < 500(1 - 0,7071) = 146,45 \text{ мм}$ .

13. Вычисляем диаметры ступиц кривошипа и креста по известной методике [6,7 и др.]:  $D_{kp} = 40 \text{ мм}$ ,  $D_k = 35 \text{ мм}$ . Заметим, что неравенства (4), (5) при таких диаметрах также удовлетворяются.

14. Определяем размеры поперечного сечения кривошипа, по изгибной прочности принимая отношение ширины к высоте сечения, равное двум: высота  $h_{kp} = 15,33 \text{ мм}$ . Принимаем  $h_{kp} = 16 \text{ мм}$  и  $b_{kp} = 32 \text{ мм}$ .

15. Проверяем соединение ролик-паз на выполнение неравенства (20)

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{2127,4 \cdot 0,5526 \cdot 10^5 \cdot 10^3}{24 \cdot 40 \cdot 0,4776 \cdot 0,7072 \cdot 250}} = 174,2 \leq [\sigma_H] = 180 \text{ МПа}.$$

Неравенство удовлетворено, следовательно, можно переходить к эскизному проектированию. Полученные выше результаты позволяют заключить:

1. Соединение цапфа-ролик необходимо проектировать по условию не выдавливания смазочного масла.

2. Максимальный вращающий момент на ведущем валу необходимо определить в положении механизма, когда линия действия усилия в соединении ролик-паз принимает минимальное расстояние от центра вращения кривошипа.

3. Максимальное усилие в соединении ролик-паз возникает в экстремальном положении мальтийского механизма внешнего зацепления.

4. Разработанная методика конструирования однородных мальтийских механизмов является общим и не зависит как от вида зацепления, так и от количества цевок на кривошипе и может использоваться как в проектных организациях, так и в учебном процессе для студентов механического профиля.

#### Литература

1. И.И. Артоболевский, Н.И. Левитский, С.А. Черкудинов. Синтез плоских механизмов. – М.: Физ.-мат. лит., – 1959. – 1084 с.
2. И.И. Артоболевский. Теория механизмов и машин. Учеб. для вузов. / И.И. Артоболевский. 4-е изд. – М.: Наука. – 1988. – 640 с.
3. С.Н. Кожевников. Теория механизмов и машин. Учеб. пособие для студентов вузов. / С.Н. Кожевников. – М.: Машиностроение. – 1969. – 584 с.
4. Н.В. Беляев. Проектирование оборудования электронной промышленности на стадии разработки технического задания и эскизного проекта. Учеб. пособие. Воронеж: Воронеж. гос. техн. ун-т, – 2004, – 148 с.
5. В.Н. Вельтишев, Ю.А. Камашин, Ю.В. Зуева. Расчет и конструирование машин и аппаратов пищевых производств. М.: – МГУТУ, – 2007, – 110 с.
6. Г.Б. Иосилевич, Г.Б. Строганов, Г.С. Маслов. Прикладная механика. Учеб. для вузов / Под ред. Г.Б. Иосилевича. – М.: Высш. школа, – 1989. – 351 с.
7. Детали машин. Учебник для машиностроительных вузов / В.А. Добровольский, К.И. Заблонский, Мак К.И., и др. Изд. 7-е М.: Машиностроение, – 1972, – 503 с.
8. В.Я. Белецкий. Расчет механизмов машин-автоматов пищевых производств. Изд. «Виша школа», Киев, – 1974, – 227 с.
9. А.К. Плюсниц, В.И. Ермаков, Л.Г. Пин. Проектирование механизмов передач приборов. Изд. Высш. шк.. – М.; – 1967 – 362 с.

УДК 621.01

## СИЛОВОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ С ОСТАНОВКОЙ ВЫХОДНОГО ЗВЕНА

Амбарцумянц Р.В., д-р техн. наук, профессор, Чиж А.А. канд. физ.-мат. наук, профессор  
Одесская национальная академия пищевых технологий, г. Одесса

*Предложен новый метод силового исследования рычажных механизмов с остановкой выходного звена.*

*A new method for the force research of linkage mechanisms with the stop of the discharge unit has been suggested.*

Ключевые слова: единичный, грузовой, эпюра, поперечная сила, реакция, деформация, статическая неопределимость.

В машинах-автоматах пищевой промышленности, в станкостроении, в легкой, текстильной, типографической и др. промышленности сравнительно широкое применение нашли рычажные механизмы с остановкой рабочего органа при непрерывном вращении входного звена [1,2,3 и др.]. Благодаря высокой износостойкости их подвижных соединений, надежности и долговечности работы по