

Е. И. ЗИНЧЕНКО, С. А. НАЗАРЕНКО, С. И. МАРУСЕНКО, И.Я. ХРАМЦОВА

ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ КУЛАЧКОВЫХ МЕХАНИЗМОВ

Обсуждается вопрос постановки задач оптимизации параметров кулачковых механизмов в свете системного подхода к проектированию. При оптимизации параметров этих механизмов в качестве целевой функции принимают различные критерии: износ профиля кулачка, максимальный угол давления, габариты механизма и т.д. Ограничения при этом могут накладываться на максимальное значение угла давления, минимальное значение радиусов кривизны выпуклого и вогнутого участков профиля кулачка, максимальное значение контактных напряжений и т.д. Наличие большого числа критериев затрудняет решение задачи в рамках системного подхода к проектированию. В работе доказано, что минимизация целевой функции – максимальные контактные напряжения в высшей паре – приводит к уменьшению критерия, который характеризует максимальный нормальный износ. Также доказано, что при одном или втором упомянутом критерии не следует накладывать ограничения на величины максимального угла давления и минимального радиуса кривизны выпуклого участка профиля кулачка.

Ключевые слова: кулачковые механизмы, оптимизация, целевая функция, нормальный износ профиля кулачка, угол давления, критерии оптимизации, нормальная реакция, контактные напряжения.

О. І. ЗІНЧЕНКО, С. О. НАЗАРЕНКО, С. І. МАРУСЕНКО, І.Я. ХРАМЦОВА ОПТИМІЗАЦІЯ ПАРАМЕТРІВ КУЛАЧКОВИХ МЕХАНІЗМІВ

Обговорюється питання постановки задач оптимізації параметрів кулачкових механізмів у світі системного підходу до проектування. При оптимізації параметрів цих механізмів за цільову функцію приймають різні критерії: знос профілю кулачка, максимальний кут тиску, габарити механізму тощо. Обмеження при цьому можуть накладатися на максимальні значення кута тиску, мінімальні значення радіусів кривизни опуклої і увігнутої ділянок профілю кулачка, максимальні значення контактних напружень тощо. Наявність великого числа критеріїв ускладнює розв'язок задачі у рамках системного підходу до проектування. У роботі доведено, що мінімізація цільової функції – максимальні контактні напруження у вищій парі – приводить до зменшення критерію, який характеризує максимальний нормальний знос. Також доведено, що при одному або другому згаданому критерію не слід накладати обмеження на значення максимального кута тиску і мінімального радіусу кривизни опуклої ділянки профілю кулачка.

Ключові слова: кулачкові механізми, оптимізація, цільова функція, нормальний знос профілю кулачка, кут тиску, критерії оптимізації, нормальна реакція, контактні напруження.

O. I. ZINCHENKO, S. A. NAZARENKO, S. I. MARUSENKO, I. YA KHRAMTSOVA OPTIMIZATION OF PARAMETERS OF CAM MECHANISMS

The problem of task setting for cam mechanisms parameters optimization is discussed in the light of a system approach. The modern state of cam gear optimization synthesis is analyzed. Various criteria such as cam profile wear, maximum pressure angle, mechanism dimensions, etc. are set as objective functions at gear parameters optimization. Constraints can be imposed on the maximum value of pressure angle, the minimum value of curvature radii of cam profile convex and concave sections, the maximum value of contact stresses etc. The presence of a large number of criteria makes it difficult to solve the problem within the framework of a system approach to design. It is proved that minimization of the objective function (the maximum contact stresses in the highest pair), which characterizes the cam profile wear, leads to a criterion decrease, which characterizes the maximum normal wear. It is also proved that with first or second mentioned criteria, it is not necessary to impose constraints on the values of the maximum pressure angle and the minimum curvature radius of the cam profile convex portion.

Keywords: cam mechanisms, optimization, objective function, normal cam profile wear, pressure angle, optimization criteria, normal reaction, contact stresses.

Введение. Вопросы проектирования кулачковых механизмов достаточно разработаны, им посвящено множество научных статей и монографий [1–7].

В настоящее время при оптимизации параметров кулачковых и кулачково–рычажных механизмов в качестве целевой функции принимаются самые различные критерии: одна из характеристик износа профиля кулачка [8], максимальные контактные напряжения в высшей паре [9], габариты механизма [10], его КПД [11], вес кулачка [12], давление в высшей паре [13], крутящий момент на кулачковом валу [14], угол давления [15], ошибка положения ведомого звена и др. Не меньшим разнообразием характеризуются и накладываемые на проектирование ограничения. Так, ограничения накладываются на максимальную величину угла давления [16], максимальное значение контактных напряжений в высшей паре [17], износ профиля кулачка [17], минимальные значения радиусов кривизны выпуклого и вогнутого участков профиля кулачка [16] и ряд других величин, большинство из которых обусловлено габаритами машины.

Наличие такого разнообразия критериев оптими-

зации затрудняет решение задачи в рамках системного подхода к проектированию. Обосновываются основные критерии оптимизации и рациональная постановка задачи оптимизации параметров.

Обоснование выбора критериев оптимизации параметров и ограничений кулачковых механизмов. Кулачковые и кулачково–рычажные механизмы нашли широкое распространение в цикловых технологических машинах и автоматах. Рассмотрим обобщенную кинематическую схему с кулачком (рис. 1). Она содержит кулачковый механизм, соединенный с ведомым звеном *CD* при помощи передаточного механизма. Вращающийся кулачок может быть плоским либо пространственным. Он образует высшую пару с роликом, закрепленным на коромысле *AB*. Замыкание высшей пары может быть как силовым, так и кинематическим. Роль передаточных могут выполнять либо рычажные, либо зубчатые механизмы, причем

© Е. И. Зинченко, С. А. Назаренко,
С. И. Марусенко, И.Я. Храмцова, 2019

последние могут иметь как неподвижные, так и подвижные оси. Передаточный механизм может вообще отсутствовать.

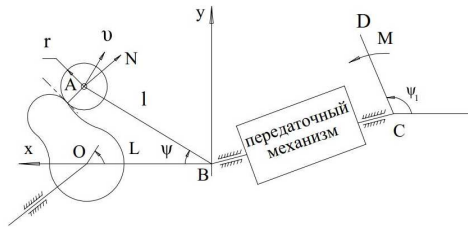


Рисунок 1 – Обобщенная схема механизма с кулачком

Представленная на рис. 1 обобщенная схема не отражает всего многообразия механизмов с кулачками. Однако подавляющее большинство кулачковых, кулачково-рычажных и кулачково-зубчатых механизмов, используемых в технологических машинах и автоматах, соответствует принятой схеме. На эту схему и будем ориентироваться.

Исходными данными при оптимизации параметров кулачковых и кулачково-рычажных механизмов являются: перемещение ведомого звена на всех участках интервала движения, соответствующие им фазовые углы поворота кулачка и закон изменения внешней нагрузки. Искомыми являются параметры передаточного механизма, параметры кулачкового механизма (межцентровое расстояние, длина коромысла, радиус ролика, минимальный радиус-вектор профиля кулачка) и параметры законов движения ведомого звена на каждом интервале его перемещения.

Долговечность и работоспособность механизма определяется износом всех кинематических пар. Однако при правильном конструировании кинематических пар наибольшему износу подвержены высшие пары. Поэтому естественно принять в качестве основного критерия оптимизации (целевой функции) одну из величин, характеризующих износ профиля кулачка, т.е. либо максимальное значение контактных напряжений

$$F_1(x) = \max_{\varphi \in [0, 2\pi]} \sigma_n(X, \varphi), \quad (1)$$

либо максимальную величину нормального износа профиля кулачка

$$F_2(x) = \max_{\varphi \in [0, 2\pi]} \Delta\rho(X, \varphi). \quad (2)$$

Контактные напряжения и величина нормального износа зависят от радиуса кривизны профиля кулачка и значения нормальной реакции N в высшей паре:

$$\sigma_n = 0,418 \sqrt{\frac{NE_{np}(\rho_k + r)}{br\rho_k}}, \quad (3)$$

$$\Delta\rho = cN_u \left(\frac{N}{b}\right)^{\tau_1} \left(\frac{1}{r} + \frac{1}{\rho_k}\right)^{\tau_2}, \quad (4)$$

где N – нормальная составляющая реакции в высшей паре;

b – ширина линии контакта кулачка и ролика;

r – радиус ролика;

ρ_k – радиус кривизны рабочего профиля кулачка; $\rho_k = \rho - r$, где ρ – радиус кривизны теоретического (центрового) профиля;

$$E_{np} = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2} \text{ – приведенный модуль}$$

упругости, E_1 и E_2 – соответственно модули упругости материала ролика и кулачка;

τ_1 и τ_2 – показатели степени, изменяющиеся в зависимости от вида износа в пределах: $\tau_1 = 1,5 \div 1,8$, $\tau_2 = 0,5 \div 0,65$;

c – экспериментальный коэффициент;

N_u – число циклов нагружения, соответствующее числу оборотов кулачка.

Нормальная реакция определяется в результате силового расчета коромысла. Для кулачкового механизма, представленного на рис. 1, нормальная реакция находится из системы нелинейных уравнений [18]:

$$\begin{aligned} N &= (M + R e_1 \text{sign} \psi' + Ne_2 \alpha) / l \cos \theta, \\ R &= \sqrt{R_x^2 + R_y^2}, \\ R_x &= N \sin(\psi - \theta) - P_x, \\ R_y &= -N \cos(\psi - \theta) - P_y, \end{aligned} \quad (5)$$

где e_1 и e_2 – радиусы кругов трения соответственно в шарнирах A и B ;

P – главный вектор всех внешних сил и сил инерции коромысла;

M – главный момент всех активных сил и сил инерции ведомых звеньев, приведенный к оси коромысла AB .

При фиксированных значениях фазовых углов движения минимизация $F_i(X)$ ($i=1$ или 2) позволяет обеспечить требуемую работоспособность механизма при повышенной частоте вращения кулачка. Когда одновременно присутствуют оба вида износа профиля кулачка (контактное выкрашивание и истирание), то в качестве целевой функции можно принять одну из функций $F_i(X)$ ($i=1, 2$), а другую ввести в виде критериального ограничения. Однако, как будет показано ниже, в этом случае достаточно минимизировать функцию (1).

Ставшие традиционными ограничения на максимальное значение угла давления θ , от которого зависит нормальная реакция N , и на минимальное значение радиуса кривизны выпуклого участка теоретического профиля кулачка ρ продолжают присутствовать практически во всех работах, посвященных проектированию кулачковых механизмов [1]. Критическое отношение к необходимости ограничения угла давления можно встретить лишь в некоторых работах [11, 17, 19, 20]. Очень неудобные с точки зрения математического программирования нелинейные огра-

ничения на θ и на ρ чаще всего являются лишними. Если в качестве целевой функции или функции ограничения введена хотя бы одна из функций $F_i(X)$ ($i=1, 2$), то в результате оптимизации параметров механизма экстремальные значения θ и ρ примут автоматически оптимальные значения. При этом исключается как случай заклинивания механизма из-за больших значений угла давления, так и подрезание рабочего профиля кулачка из-за малого значения радиуса кривизны выпуклого участка его теоретического профиля. Действительно, при θ , стремящемся к $\pi/2$ или к углу заклинивания, нормальная реакция N согласно (5), увеличивается и стремится к бесконечности. Следовательно, и критерий $F_i(X)$ ($i=1,2$) будет увеличиваться и стремиться к бесконечности, что противоречит требованиям минимизации или ограничения этого критерия. Аналогичная картина будет наблюдаться при приближении значения радиуса кривизны выпуклого участка профиля кулачка к нулю: при ρ_k , стремящемся к нулю, критерий $F_i(X)$ ($i=1, 2$) стремится к бесконечности.

Отказ от ограничений на максимальное значение θ и минимальное значение ρ не только облегчает решение задачи оптимизации параметров механизма, но и увеличивает эффект оптимизации. Связано это с тем, что существующие рекомендации по выбору максимального значения угла давления ($\theta \leq 45^\circ$) и минимального значения ρ ($\rho \leq (0,7 \div 0,8)r$) не учитывают специфики работы механизма, в частности, характера нагружения ведомого звена. Так, при решении тестовых задач были получены оптимальные механизмы, у которых максимальный угол давления был меньше 45° , но были механизмы и с $\theta_{\max} = 71^\circ$. В последнем случае нагрузки на коромысло кулачкового механизма на интервалах удаления и сближения резко отличались друг от друга.

При больших значениях угла давления существенное влияние на величину нормальной реакции могут оказывать силы трения во вращательных кинематических парах. Если при определении нормальной реакции силы трения не учитываются ($e_1 = e_2 = 0$), то N определяется из первого уравнения системы (5). В противном случае для определения нормальной реакции необходимо решить систему нелинейных уравнений (5). На первый взгляд это должно существенно усложнить решение оптимизационной задачи. В действительности же система (5) легко решается методом итераций. На каждой $(n+1)$ -ой итерации реакции определяются последовательно по формулам:

$$\begin{aligned} N_{i+1} &= (M + R_i e_1 \operatorname{sign} \psi' + N_i e_2 \alpha) / l \cos \theta, \\ R_{x,i+1} &= N_{i+1} \sin(\psi - \theta) - P_x, \\ R_{y,i+1} &= -N_{i+1} \cos(\psi - \theta) - P_y, \\ R_{i+1} &= \sqrt{R_{x,i+1}^2 + R_{y,i+1}^2}, (i = 0, 1, \dots, k), \end{aligned} \quad (6)$$

причем при $i=0$ $R_i = N_i = 0$. Процесс вычислений продолжается до тех пор, пока не будет достигнута требуемая точность, то есть пока не будет выполняться условие

$$(N_{i+1} - N_i) / N_i \leq \varepsilon, \quad (7)$$

где ε характеризует требуемую относительную точность вычисления нормальной реакции N .

Число итераций k зависит от заданной точности определения N , величин радиусов кругов трения и степени приближения угла θ к углу заклинивания θ_3 . Представление об этой зависимости дают результаты расчетов, приведенные в таблице 1. В ней, кроме числа итераций k , приведены значения коэффициента возрастания усилий $\lambda = N / N_0$ для различных значе-

ний относительного радиуса трения $e_{om} = e/l$ и углов давления θ , где N_0 – значение нормальной реакции при $\theta = 0$ и $e_{om} = 0$. Каждому значению e_{om} соответствует определенный угол заклинивания θ_3 , который также указан в таблице 1. Расчеты приведены для случая, когда все внешние силы приводятся к главному моменту ($P = 0$). Расчеты выполнялись при $\psi = 0$. При $\psi = \pi/2$ получились практически те же результаты.

Выводы. Из табл. 1 видно, что реально требуемая точность определения нормальной реакции достигается за 1–3 итерации при углах давления до 60° . Таблица свидетельствует также о том, что задавать значение ε , меньшее 0,01, нецелесообразно. При $\varepsilon = 0,01$ фактическое значение относительной ошибки вычисления N не превышает 0,1% даже при углах давления, близких к заклиниванию.

Таким образом, обосновано сделанное выше предположение: если минимизируется критерий, который увеличивается с увеличением нормальной реакции, например критерий (1) или (2), то вводить ограничение на максимальное значение угла давления не следует. Этот вывод распространяется и на минимальный радиус кривизны рабочего профиля кулачка. Ограничение его может быть оправдано только технологическими соображениями.

Все приведенные выше рассуждения справедливы для случая, когда достоверно известен диапазон изменения сил, действующих на коромысло кулачкового механизма. При проектировании реальных механизмов такая информация чаще всего имеется. Если же нагрузки носят случайный характер или расчеты ведутся для составления справочных данных по проектированию целого класса механизмов, и при этом не учитываются реально действующие нагрузки, то отказываться от ограничений как на максимальную величину угла давления, так и на величину минимального радиуса кривизны не следует, но в этих случаях нево-

зможно и вычислить значения функций (1) и (2). В качестве целевых функций следует принимать другие

критерии, отражающие требования, предъявляемые к механизмам.

Таблица 1 – Результаты расчетов

		$e_{OT} = 0$ ($\theta_3 = 90^0$)		$e_{OT} = 10^{-3}$ ($\theta_3 = 89^057'$)		$e_{OT} = 10^{-2}$ ($\theta_3 = 89^025'$)		$e_{OT} = 10^{-1}$ ($\theta_3 = 84^015'$)	
ε	θ (град.)	k	λ	k	λ	k	λ	k	λ
10^{-2}	0	1	1.000	1	1.002	2	1.020	3	1.222
	10	1	1.015	1	1.017	2	1.036	3	1.242
	20	1	1.064	1	1.066	2	1.086	3	1.306
	30	1	1.155	1	1.157	2	1.179	3	1.425
	40	1	1.305	1	1.308	2	1.334	3	1.628
	50	1	1.556	1	1.559	2	1.592	3	1.979
	60	1	2.000	1	2.005	2	2.054	3	2.649
	70	1	2.924	1	2.934	2	3.026	4	4.303
	80	1	5.760	1	5.793	2	6.125	7	13.694
10^{-4}	0	1	1.000	2	1.002	3	1.020	5	1.222
	10	1	1.015	2	1.017	3	1.036	5	1.242
	20	1	1.064	2	1.066	3	1.084	5	1.306
	30	1	1.155	2	1.157	3	1.179	5	1.425
	40	1	1.305	2	1.308	3	1.334	5	1.629
	50	1	1.556	2	1.559	3	1.592	5	1.981
	60	1	2.000	2	2.005	3	2.054	6	2.654
	70	1	2.924	2	2.934	3	3.026	8	4.312
	80	1	5.760	2	5.794	4	6.125	16	13.860
10^{-6}	0	1	1.000	3	1.002	4	1.020	7	1.222
	10	1	1.015	3	1.017	4	1.036	7	1.242
	20	1	1.064	3	1.066	4	1.086	7	1.306
	30	1	1.155	3	1.157	4	1.179	7	1.425
	40	1	1.305	3	1.308	4	1.334	7	1.629
	50	1	1.556	3	1.559	4	1.592	8	1.981
	60	1	2.000	3	2.005	4	2.054	9	2.654
	70	1	2.924	3	2.934	4	3.026	11	4.312
	80	1	5.760	3	5.794	5	6.126	24	13.861

Список литературы

- Левитский Н.И. *Кулачковые механизмы*. М.: Машиностроение, 1964. 287 с.
- Ротбарт Г.А. *Кулачковые механизмы*. М.: Судпромгиз, 1960. 336 с.
- Тир К.В. *Комплексный расчет кулачковых механизмов*. Киев. М.: Машгиз, 1958. 308 с.
- Алехина Г.Б., Кузнецов Э.А., Рыбникова Е.В., Рыбников Г.Л., Швецов В.Т. *К синтезу кулачковых механизмов на ЭВМ: монография* // Под общ. Ред. В.Т. Швецова. Омск: ОТИИ, 2005. 246 с.
- Алехина Г.Б., Швецов В.Т. *Критерии синтеза кулачковых механизмов, их согласие и противоречивость* // Деп. в ВИНТИ № 3406–В 99 Деп. Омск, 1999. 19 с.
- Алехина Г.Б., Швецов В.Т. *Синтез кулачковых механизмов по заданному мгновенному коэффициенту полезного действия*. Омск: Изд-во ОмГТУ, 1999.
- Шоев А.Н. Некоторые аспекты повышения долговечности кулачковых механизмов. *Доклады академии наук республики Таджикистан*. 2010, том 53, № 11. С 846–850.
- Белецкий В.Я., Хомченко В.Г. Синтез пятизвенных кулачковых механизмов по заданной долговечности рабочей поверхности кулачка при абразивном износе. В кн.: *Теория механизмов и машин*. Харьков, 1977, вып. 22. С. 72–76.
- Хомченко В.Г. Синтез кулачково-рычажных механизмов из условия минимизации контактных напряжений между кулачком и роликом. В кн.: *Теория механизмов и машин*. Харьков, 1974, вып. 16. С. 56–64.
- Хитрик В.Э., Ковнер В.Я. О динамической оптимизации передаточных функций механизма. В кн.: *Теория механизмов и машин*. Харьков, 1974, вып. 16. С. 92–97.
- Грунауэр А.А., Тартаковский И.И., Пивоварова А.А. и др. К вопросу об ограничении угла давления при синтезе кулачковых механизмов. В кн.: *Теория механизмов и машин*. Харьков, 1981, вып. 31. С. 31–36.
- Воскресенский М.И., Конциц Е.В. Пути совершенствования методов синтеза плоских кулачковых механизмов с роликовым коромыслом. В кн.: *Механика машин*. М.: Наука, 1979, вып. 56. С. 72–74.
- Солдаткин Л. П. Проектирование кулачково-рычажных механизмов по заданному закону движения рабочего звена с минимизированным максимальным давлением в высшей паре. В кн.: *Теория машин и механизмов*. М.: Наука, 1962, вып. 92–93. С. 128–141.
- Солдаткин Л. П. О проектировании шарнирно-рычажных групп, присоединенных к трехзвенному кулачковому механизму. *Труды института машиноведения, семинар по ТММ*. М.: Изд-во АН СССР, 1962, вып. С. 144–155.
- Шишилова Д. Г. Оптимизация функции угла давления выбором свободных параметров кулачковых механизмов. В кн.: *Механика машин*. М.: Наука, 1977, вып. 52. С. 87–97.
- Белецкий В.Я. Синтез кулачкового механизма с роликовым коромыслом и пазовым кулачком. В кн.: *Теория механизмов и машин*. Харьков, 1976, вып. 21. С. 21–28.
- Новгородцев В.А., Фишин М.Е. Оптимальное проектирование кулачковых механизмов на ЭВМ. В кн.: *Труды казахского филиала семинара по ТММ*. Алма-Ата: КазГУ, 1977, вып. 2. С. 205–215.
- Новгородцев В.А. Силовой расчет механизмов с учетом сил трения. В кн.: *Материалы 6 и 7 научно-методических конференций*. М.: МТИЛП, 1976. С. 127–128.
- Новгородцев В.А. Некоторые вопросы проектирования оптимальных механизмов. В кн.: *Применение методов оптимизации*

в теории машин и механизмов. М.: Наука, 1979. С. 7–13.

20. Новгородцев В.А. Некоторые вопросы оптимального проектирования механизмов при помощи ЭВМ. В кн.: *Теория механизмов и машин*. Харьков, 1979, вып. 27. С. 104–111.

References (transliterated):

- Levitskij N.I. *Kulachkovye mehanizmy* [Cam mechanisms]. Moscow, Mashinostroenie, 1964. 287 p.
- Rotbart G.A. *Kulachkovye mehanizmy* [Cam mechanisms]. Moscow, Sudpromgiz, 1960. 336 p.
- Tir K.V. *Kompleksnyj raschet kulachkovih mehanizmov* [Complex calculation of cam mechanisms]. Kiev–Moscow, Mashgiz, 1958. 308 p.
- Alehina G.B., Kuznecov Je.A., Rybnikova E.V., Rybnikov G.L., Shvecov V.T. *K sintezu kulachkovih mehanizmov na JeVM: mono-grafija* [On the synthesis of cam mechanisms on a computer: monograph]. Pod obshh. Red. V.T. Shvecova. Omsk: OTII, 2005. 246 p.
- Alehina G.B., Shvecov V.T. *Kriterii sinteza kulachkovih mehani-zmov, ih soglasie i protivorechivost'* [Criteria for the synthesis of cam mechanisms, their agreement and inconsistency]. Dep. v VINITI no. 3406–V 99 Dep. Omsk, 1999. 19 p.
- Alehina G.B., Shvecov V.T. *Sintez kulachkovih mehanizmov po zadannomu mgnovennomu koeficientu poleznogo dejstvija* [Synthesis of cam mechanisms for a given instantaneous efficiency]. Omsk: Izd-vo OMTU, 1999.
- Shoiev A.N. *Nekotorye aspekty povyshenija dolgovechnosti ku-lachkovih mehanizmov. Doklady akademii nauk respubliki Ta-dzhikistan* [Some aspects of improving the durability of cam mechanisms. Reports of the Academy of Sciences of the Republic of Tajikistan]. 2010, tom 53, no. 11, pp. 846–850.
- Beleckij V.Ja., Homchenko V.G. *Sintez pjatizvennyh kulachkovih mehanizmov po zadannoju dolgovechnosti rabochej poverhnosti kulachka pri abrazivnom iznose* [Synthesis of five-cam cam mechanisms for a given durability of the cam working surface under abrasive wear]. V kn.: *Teorija mehanizmov i mashin* [Theory of Mechanisms and Machines]. Kharkov, 1977, vol. 22, pp. 72–76.
- Homchenko V.G. *Sintez kulachkovo-rychaznyh mehanizmov iz uslovija minimizacii kontaktnyh naprjazhenij mezhdju kulachkom i rolikom* [The synthesis of cam-lever mechanisms from the condition of minimizing contact stresses between the cam and roller]. V kn.: *Teorija mehanizmov i mashin* [Theory of Mechanisms and Machines]. Kharkov, 1974, vol. 16, pp. 56–64.
- Hitrik V.Je. Kovner V.Ja. *O dinamichej optimizacii pereda-tochnyh funkcij mehanizma* [On the dynamic optimization of the transfer functions of the mechanism]. V kn.: *Teorija mehanizmov i mashin* [Theory of Mechanisms and Machines]. Kharkov, 1974, vol. 16, pp. 92–97.
- Grunaujer A.A., Tartakovskij I.I., Pivovarova A.A. i dr. *K voprosu ob ogranicenii ugla davlenija pri sinteze kulachkovih mehanizmov* [On the issue of limiting the pressure angle in the synthesis of cam mechanisms]. V kn.: *Teorija mehanizmov i mashin* [Theory of Mechanisms and Machines]. Kharkov, 1981, vol. 31, pp. 31–36.
- Voskresenskij M.I., Konchic E.V. *Puti sovershenstvovanija metodov sinteza ploskih kulachkovih mehanizmov s rolikovym koromyslom* [Ways to improve the methods of synthesis of flat cam mechanisms with a roller beam]. V kn.: *Mehanika mashin* [Machine mechanics]. Moscow: Nauka, 1979, vol. 56, pp. 72–74.
- Soldatkin L.P. *Proektirovanie kulachkov-rychaznyh meha-nizmov po zadannomu zakonu dvizhenija rabocheho zvena s mini-mizirovannym maksimal'nyim davleniem v vysshej pare* [Designing cam-lever mechanisms for a given law of movement of the working level with a minimized maximum pressure in the highest pair]. V kn.: *Teorija mashin i mehanizmov* [Theory of Machines and Mechanisms]. Moscow: Nauka, 1962, vol. 92–93, pp. 128–141.
- Soldatkin L.P. *O proektirovanii shamirno-rychaznyh grupp, prisoedinnennyh k trehzhvennomu kulachkovomu mehanizmu* [About the design of the hinge groups attached to the three-cam mechanism]. *Trudy instituta mashinovedenija, seminar po TMM* [Proceedings of the Institute of Engineering, seminar on TMM]. Moscow: Izd-vo AN SSSR, 1962, pp. 144–155.
- Shishilova D.G. *Optimizacija funkcii ugla davlenija vyborom svobodnyh parametrov kulachkovih mehanizmov* [Optimization of the pressure angle function by choosing free parameters of cam mechanisms]. V kn.: *Mehanika mashin* [Machine mechanics]. Moscow: Nauka, 1977, vol. 52, pp. 87–97.
- Beleckij V.Ja. *Sintez kulachkovogo mehanizma s rolikovym koromyslom i pazovym kulachkom* [Synthesis of a cam mechanism with a roller rocker and groove cam]. V kn.: *Teorija mehanizmov i mashin* [Theory of Mechanisms and Machines]. Kharkov, 1976, vol. 21, pp. 21–28.
- Novgorodcev V.A., Fishin M.E. *Optimal'noe proektirovanie kulachkovih mehanizmov na JeVM* [Optimum design of cam mechanisms on a computer]. V kn.: *Trudy kazhskogo filiala seminaru po TMM* [Proceedings of the Kazakh branch of the seminar on TMM]. Alma-Ata: KazGU, 1977, vol. 2, pp. 205–215.
- Novgorodcev V.A. *Silovoj raschet mehanizmov s uchetoj sil trenija* [Force calculation of mechanisms taking into account friction forces]. V kn.: *Materialy 6 i 7 nauchno-metodicheskij konferencij* [Materials 6 and 7 scientific conferences]. Moscow: MTILP, 1976, pp. 127–128.
- Novgorodcev V.A. *Nekotorye voprosy proektirovanija opti-mal'nyh mehanizmov* [Some issues of designing optimal mechanisms]. V kn.: *Primenenie metodov optimizacii v teorii mashin i mehanizmov* [Application of optimization methods in the theory of machines and mechanisms]. Moscow: Nauka, 1979, pp. 7–13.
- Novgorodcev V.A. *Nekotorye voprosy optimal'nogo proektirovanija mehanizmov pri pomoshhi JeVM* [Some issues of optimal design of mechanisms using a computer]. V kn.: *Teorija meha-nizmov i mashin* [Theory of Mechanisms and Machines]. Kharkov, 1979, vol. 27, pp. 104–111.

Поступила (received) 05.10.2018

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Зінченко Олена Іванівна (Zinchenko Elena Ivanovna, Zinchenko Olena Ivanivna) – кандидат технічних наук (PhD in Eng. S.), Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», ORCID: <http://orcid.org/0000-0003-2961-5861>; e-mail: zinchenko.zinchenko@gmail.com

Назаренко Сергій Олександрович (Nazarenko Sergej Aleksandrovich, Nazarenko Sergej Aleksandrovich) – кандидат технічних наук (PhD in Eng. S.), Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», молодший науковий співробітник кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», ORCID: <http://orcid.org/0000-0001-8213-6590>; e-mail: nazarenkoserzh7@gmail.com

Марусенко Світлана Іванівна (Marusenko Svetlana Ivanovna, Marusenko Svitlana Ivanivna) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», науковий співробітник кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1340-5491>; e-mail: svivmar@ukr.net

Храмцова Ірина Яківна (Храмцова Ирина Яковлевна, Khramtsova Iryna) – науковий співробітник, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», кафедра «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-9506-790X>; тел.: (057)7076901; e-mail: iyakhram@gmail.com