

МАШИНОСТРОЕНИЕ

Յ. Ա. ԱԿՕՅԱՆ

СИНТЕЗ КРИВОШИПНО-ПОЛЗУНЫХ МЕХАНИЗМОВ  
 С ОГРАНИЧЕНИЕМ ЭКСТРЕМАЛЬНЫХ СКОРОСТЕЙ И  
 УСКОРЕНИЙ ЗВЕНЬЕВ

С развитием техники и ростом производительности машин повышаются скорости выполнения многих операций, вследствие чего скорости и ускорения движущихся масс в машинах сильно возрастают. Следовательно, в современных высокопроизводительных машинах и автоматах силы инерции звеньев становятся одним из основных факторов, определяющих режим работы машины. Таким образом, при проектировании механизма новых быстродействующих машин и автоматов должны быть учтены условия, ограничивающие величины скоростей и ускорений звеньев. В связи с этим в статье рассматривается решение задачи синтеза кривошипно-ползунного механизма с ограничением скоростей и ускорений звеньев. Предлагаемый метод синтеза может быть применен при проектировании механизмов быстродействующих вырубных и высечных автоматов, печатных и других машин. В работах [1—9] рассматриваются различные вопросы анализа и синтеза кривошипно-ползунных механизмов. Особенность данного исследования заключается в том, что рассматривается решение задачи синтеза кривошипно-ползунного механизма с ограничением экстремальных скоростей и ускорений ползуна и шатуна одновременно. Такая задача является наиболее общей и решается впервые.

1. Анализ движения звеньев. Для кривошипно-ползунных механизмов имеем (рис. 1):

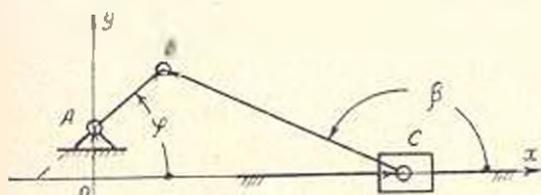


Рис 1

$$\vec{OA} + \vec{AB} = \vec{OC} + \vec{CB}. \quad (1.1)$$

Введем следующие обозначения:

$$AB = a = \lambda b; \quad BC = b; \quad AO = e = \lambda b. \quad (1.2)$$

Проектируя векторный контур (1.1) на оси  $Ox$  и  $Oy$  с учетом (1.2) получаем:

$$\sin \beta = \lambda + \lambda \sin \varphi; \quad x = b[\lambda \cos \varphi - \cos \beta]. \quad (1.3)$$

Заметим, что в выбранной координатной системе во всех положениях механизма будем иметь

$$\cos \beta < 0. \quad (1.4)$$

Исходя из (1.3) и (1.4), получаем:

$$\frac{d\beta}{d\varphi} = \frac{i \cos \varphi}{\cos \beta} = \frac{i \cos \varphi}{\sqrt{1 - (\lambda + i \sin \varphi)^2}}; \quad (1.5a)$$

$$\frac{d^2\beta}{d\varphi^2} = \left[ \left( \frac{d\beta}{d\varphi} \right)^2 \sin \beta - i \sin \varphi \right] \cos^{-1} \beta = \frac{-i(2\lambda \sin^2 \varphi - (1 - \lambda^2 - i^2) \sin \varphi + \lambda)}{\sqrt{1 - (\lambda + i \sin \varphi)^2}^{3/2}}; \quad (1.5b)$$

$$\frac{d^3\beta}{d\varphi^3} = \left[ \left( \frac{d\beta}{d\varphi} \right)^3 - 1 - 3 \frac{d^2\beta}{d\varphi^2} \operatorname{tg} \beta \right] \frac{d\beta}{d\varphi}. \quad (1.5в)$$

Из (1.5a) следует, что

$$\beta_{\text{экстрем}} = \frac{\pi}{2} + \pi n. \quad (1.6)$$

Следовательно,

$$\sin(\beta_{\text{экстр}}) = \pm 1; \quad \sin(\beta_{\text{экстр}}) = \pm 1. \quad (1.7)$$

Из (1.5b) получаем:

$$\sin \beta|_{\beta_{\text{экстр}}} = \frac{1 - \lambda^2 - \lambda^2 - \sqrt{(1 - \lambda^2 - \lambda^2) - 4\lambda^2}}{2\lambda}. \quad (1.8)$$

С другой стороны, из условия существования кривошипа имеем:

$$\lambda + \lambda < 1. \quad (1.9)$$

Следовательно знак плюс перед квадратным корнем не удовлетворяет, так как

$$\frac{1 - \lambda^2 - \lambda^2 + \sqrt{(1 - \lambda^2 - \lambda^2)^2 - 4\lambda^2}}{2\lambda} > \frac{1 - \lambda^2 - \lambda^2}{2\lambda} = 1 - \frac{1 - (\lambda - \lambda)^2}{2\lambda} > 1. \quad (1.10)$$

Таким образом,

$$\begin{aligned} \sin \beta|_{\beta_{\text{экстр}}} &= \frac{1 - \lambda^2 - \lambda^2 - \sqrt{(1 - \lambda^2 - \lambda^2)^2 - 4\lambda^2}}{2\lambda} = \\ &= \frac{2\lambda}{1 - \lambda^2 - \lambda^2 - \sqrt{(1 - \lambda^2 - \lambda^2)^2 - 4\lambda^2}} = 0. \end{aligned} \quad (1.11)$$

С учетом (1.11) из (1.5a) получаем:

$$\left( \operatorname{extr} \frac{d\beta}{d\varphi} \right)^2 = \frac{1 - \lambda^2 - \lambda^2 - \sqrt{(1 - \lambda^2 - \lambda^2)^2 - 4\lambda^2}}{2} \leq \lambda(\lambda - 1). \quad (1.12)$$

где неравенства обращаются в равенства в центральных механизмах.

Из (1.5в) следует, что экстремальные значения аналога  $\frac{d^3\beta}{d\varphi^3}$  возникают при следующих равенствах:

$$\frac{d^2\varphi}{d\tau^2} = 0 \quad (1.13) \quad \text{или} \quad \left(\frac{d^2\varphi}{d\tau^2}\right)^2 - 1 + 3\frac{d^2\varphi}{d\tau^2} \operatorname{tg}\varphi = 0. \quad (1.14)$$

Из (1.13) и (1.5а) получается решение (1.6). Покажем, что в кривошипно-ползунных механизмах не может быть осуществлено равенство (1.14). С учетом (1.5) из (1.14) получаем

$$\sin^3\varphi(5 + \sin^2\varphi)(1 + 2\sin^2\varphi)^{-1} \Big|_{\frac{d^2\varphi}{d\tau^2}=0} = 1 + \delta^2 - \lambda^2. \quad (1.15)$$

С другой стороны, равенство (1.15) возможно при  $\sin^2\varphi > 0$ , а анализ левой части (1.15) показывает, что

$$\sin^3\varphi(5 + \sin^2\varphi)(1 + 2\sin^2\varphi)^{-1} < 2. \quad (1.16)$$

Из (1.15) следует, что равенство (1.14) возможно при

$$1 + \delta^2 - \lambda^2 < 2\delta. \quad (1.17)$$

Однако, в свою очередь, (1.17) возможно при неравенствах

$$\delta + \lambda > 1 \quad \text{или} \quad \delta > 1 + \lambda, \quad (1.18)$$

что несовместимо с условием (1.9). Следовательно, равенство (1.14) в кривошипно-ползунных механизмах невозможно, а аналог углового ускорения шатуна достигает своих экстремальных значений при углах  $\varphi$ , определяемых формулой (1.6). Подстановкой (1.6) из (1.5б) получаем:

$$\max \frac{d^2\varphi}{d\tau^2} = \frac{\lambda}{\sqrt{1 - (\delta + \lambda)^2}}; \quad \min \frac{d^2\varphi}{d\tau^2} = \frac{-\lambda}{\sqrt{1 - (\delta - \lambda)^2}}. \quad (1.19)$$

Для исследования движения ползуна из (1.3) + (1.5) получаем следующие выражения:

$$x = b [\lambda \cos \varphi + \sqrt{1 - (\delta + \lambda \sin \varphi)^2}]; \quad (1.20a)$$

$$\frac{dx}{d\tau} = -a \left[ \sin \varphi + \frac{(\delta - \lambda \sin \varphi) \cos \varphi}{\sqrt{1 - (\delta + \lambda \sin \varphi)^2}} \right]; \quad (1.20б)$$

$$\frac{d^2x}{d\tau^2} = -a \left[ \cos \varphi - \frac{(\delta + \lambda \sin \varphi) \sin \varphi}{\sqrt{1 - (\delta + \lambda \sin \varphi)^2}} + \frac{\lambda \cos^2 \varphi}{|1 - (\delta + \lambda \sin \varphi)^2|^{3/2}} \right]; \quad (1.20в)$$

$$\begin{aligned} \frac{d^2x}{d\tau^2} = a \left[ \sin \varphi + \frac{(\delta - \lambda \sin \varphi) \cos \varphi}{\sqrt{1 - (\delta + \lambda \sin \varphi)^2}} + \frac{3\lambda \sin \varphi \cos \varphi}{|1 - (\delta + \lambda \sin \varphi)^2|^{3/2}} - \right. \\ \left. - \frac{3\lambda^2(\delta + \lambda \sin \varphi) \cos^2 \varphi}{|1 - (\delta + \lambda \sin \varphi)^2|^{3/2}} \right]. \end{aligned} \quad (1.20г)$$

Из (1.20б) получаем

$$\sin \varphi \Big|_{\frac{dx}{d\tau}=0} = \frac{\delta}{-\lambda \pm 1}. \quad (1.21)$$

отсюда, с учетом (1.20а),

$$x_{\max} = b\sqrt{(1 - \lambda)^2 - \delta^2}; \quad x_{\min} = b\sqrt{(1 + \lambda)^2 - \delta^2}. \quad (1.22)$$

Следовательно, максимальное перемещение ползуна  $S_m$  можно определить по следующей формуле:

$$S_m = b \left[ \sqrt{(1-\lambda)^2 - \delta^2} - \sqrt{(1-\lambda)^2 - \delta^2} \right]. \quad (1.23)$$

Как известно, при экстремальных значениях аналога скорости аналог ускорения обращается в нуль. Исходя из этого, с учетом (1.20в) получаем следующее уравнение:

$$p_0 \sin^6 \varphi_0 + p_1 \sin^5 \varphi_0 + p_2 \sin^4 \varphi_0 + p_3 \sin^3 \varphi_0 + p_4 \sin^2 \varphi_0 + p_5 \sin \varphi_0 + p_6 = 0, \quad (1.24)$$

где

$$\begin{aligned} p_0 &= (\delta^2 - 1)^2 + \lambda^2; & p_1 &= 2\delta\lambda(3\delta^4 - 5\delta^2 + 2); \\ p_2 &= (\delta^2 - 1)^2 + \lambda^2(15\delta^4 - 12\delta^2 - 1); & p_3 &= 2\delta\lambda(10\delta^2\lambda^2 - 3\lambda^2 + \delta^2 - 1); \\ p_4 &= \lambda^2(15\delta^2\lambda^2 - \lambda^2 + 1); & p_5 &= 3\delta\lambda^3(3\lambda^2 - 1); & p_6 &= \lambda^4(\lambda^2 - 1); \end{aligned} \quad (1.25)$$

$\varphi_0$  — угол поворота кривошипа, соответствующий экстремальным значениям аналога скорости ползуна.

Решением (1.24) и подстановкой соответствующих значений  $\varphi_0$  и (1.20б) определяются экстремальные значения аналога  $dx/d\varphi$ .

Аналогичным образом из (1.20г) получаем:

$$p_{10}y^{10} + p_9y^9 + p_8y^8 + p_7y^7 + p_6y^6 + p_5y^5 + p_4y^4 + p_3y^3 + p_2y^2 + p_1y + p_0 = 0 \quad (1.26)$$

где

$$\begin{aligned} y &= \lambda \sin \varphi_m + \delta; & p_0 &= \delta^2[9\delta^2 - \delta^2] - 1; & p_1 &= 2\delta[1 - 9\delta^2 + 3(\delta^2 - \lambda^2)(4 - 3\lambda^2 + 3\delta^2)] \\ p_2 &= (\lambda^2 - \delta^2)[4 - 3\lambda^2 + 3\delta^2] - 5\lambda^2\delta^2 - 1; & p_3 &= 2\delta[2(4 - 3\lambda^2 + 3\delta^2)^2 + \\ & & & + 9(\lambda^2 - \delta^2 - 1)]; \\ p_4 &= (\lambda^2 - 1)(3\lambda^2 + 11) - 3\delta^2(20 + 14\delta^2 - 13\lambda^2); & p_5 &= 6\delta(2\lambda^2 + \delta^2); \\ p_6 &= 13\delta^2 - 6(\lambda^2 - \lambda^2)^2 + 6; & p_7 &= 2\delta[9(\delta^2 - \lambda^2) - 1]; & p_8 &= 2(\lambda^2 - 1) - 19\delta^2; \\ p_9 &= 8\delta; & p_{10} &= \lambda^2 - 1; \end{aligned} \quad (1.27)$$

$\varphi_m$  — угол поворота кривошипа, соответствующий экстремальным значениям аналога ускорения ползуна.

Решая (1.26) относительно  $y$ , определяется  $\varphi_m$ , подстановкой которого в (1.20в) определяются соответствующие экстремальные значения аналога  $d^2x/d\varphi^2$ .

Таким образом, определение экстремальных значений аналогов скорости и ускорения ползуна в общем случае сводится к решению уравнений шестой и десятой степени. Следовательно, получить точные выражения для упомянутых величин невозможно. Только в центральных кривошипно-ползунных механизмах возможно точное определение аналогов экстремальных ускорений ползуна:

$$\operatorname{ctgr} \frac{d^2x}{d\varphi^2} \Big|_{\lambda=0} = -a(\lambda-1). \quad (1.28)$$

Для приближенного решения задачи рассмотрим выражения:

$$\frac{dx}{dz} = \frac{a \sin(\beta - \varphi)}{\cos \beta} \quad (1.29a)$$

$$\frac{d^2x}{dz^2} = \frac{b}{\cos \beta} \left[ \left( \frac{\lambda \cos \varphi}{\cos \beta} \right)^2 - \lambda \cos(\beta - \varphi) \right] \quad (1.29b)$$

которые получаются из (1.20) с учетом (1.2) и (1.3). С учетом (1.3) из (1.29a) получаем:

$$-\frac{a}{\sqrt{1-(\delta-\lambda)^2}} < \frac{dx}{dz} < \frac{a}{\sqrt{1-(\delta+\lambda)^2}} \quad (1.30)$$

С другой стороны,  $|\beta - \varphi|$  является углом давления и в оптимальных механизмах колеблется в узких пределах около нуля. Следовательно, экстремальные значения аналога скорости ползуна с небольшой погрешностью можно определить по формулам:

$$\max \frac{dx}{d\varphi} \approx \frac{a}{\sqrt{1-(\delta-\lambda)^2}}; \quad \min \frac{dx}{d\varphi} \approx -\frac{a}{\sqrt{1-(\delta+\lambda)^2}} \quad (1.31)$$

С учетом (1.3), (1.5a), (1.12) и (1.23) из (1.29b) получаем:

$$\max \left| \frac{d^2x}{dz^2} \right| < \frac{S_m}{2|\cos \beta'|} \sqrt{(1+\lambda)^2 - \delta^2} \quad (1.32)$$

где  $\beta'$  — угол наклона шатуна, при котором  $\frac{d^2x}{dz^2}$  достигает своего максимального по модулю значения. Знак равенства в (1.32) соответствует центральным механизмам ( $\delta=0$ ). Исходя из вышеприведенных соображений о пределах  $\beta$  и с учетом того, что в центральных механизмах  $\beta'$  соответствует значению  $\varphi=0$ , можно пользоваться следующей приближенной формулой:

$$\max \left| \frac{d^2x}{dz^2} \right| \approx \frac{S_m}{2} \sqrt{\frac{(1+\lambda)^2 - \delta^2}{1-\beta^2}} > \frac{S_m}{2} (1+\lambda) \quad (1.33)$$

2. Синтез кривошипно-ползунных механизмов с ограничением скоростей и ускорений звеньев. В наиболее общем случае для синтеза кривошипно-ползунных механизмов могут быть заданы следующие величины:  $\gamma_{уд}$  и  $\gamma_{пр}$  — соответственно допустимые значения угла давления в поступательной паре при удалении и приближении ползуна;  $V_{уд}$  и  $V_{пр}$  — допустимые максимальные значения модуля аналога скорости ползуна при удалении и приближении ползуна;  $W$  — максимально допустимое значение модуля аналога ускорения ползуна в течение всего цикла работы механизма;  $\omega$  — максимально допустимое значение модуля аналога угловой скорости шатуна;  $\varepsilon$  — максимально допустимое значение модуля аналога углового ускорения шатуна в течение всего цикла работы механизма;  $S_m$  — максимальное перемещение ползуна;

$K$  — коэффициент изменения средней скорости обратного хода ползуна (коэффициент производительности);

$$K = \frac{180^\circ - \beta}{180^\circ + \beta} \quad (2.1)$$

где  $\beta$  — угол, образованный двумя положениями шатуна, соответствующими мертвым положениям механизма (рис. 2).

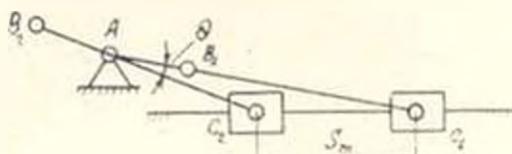


Рис. 2

Из треугольника  $C_1AC_2$  с учетом (1.21) получаем:

$$a^2 \cos^2 \frac{\beta}{2} = b^2 \sin^2 \frac{\beta}{2} = (0,5S_m)^2 \quad (2.2)$$

Отсюда с учетом (1.21) и (1.23) получаем:

$$\delta = \frac{(1 - \lambda^2) \sin \frac{\beta}{2}}{\sqrt{\lambda^2 + \operatorname{tg}^2 \frac{\beta}{2}}} \quad (2.3)$$

Таким образом, при проектировании механизма необходимо обеспечить следующие неравенства:

$$\begin{aligned} (\delta - \lambda)^2 &\leq \sin^2 \gamma_{\text{огр}}; & \delta + \lambda &\leq \sin \gamma_{\text{огр}}; & \frac{a}{\sqrt{1 - (\delta - \lambda)^2}} &\leq V_{\text{огр}}; \\ \frac{a}{\sqrt{1 - (\delta + \lambda)^2}} &\leq V_{\text{огр}}; & \frac{S_m}{2} \sqrt{\frac{1 + \lambda^2 - \delta^2}{1 - \delta^2}} &\leq W; \end{aligned} \quad (2.4)$$

$$0,5[1 + \lambda^2 - \delta^2 - \sqrt{(1 - \lambda^2 - \delta^2)^2 - 4\lambda^2\delta^2}] \leq w^2; \quad \frac{\lambda}{\sqrt{1 - (\delta + \lambda)^2}} \leq \varepsilon,$$

которые получаются исходя из (1.12), (1.19), (1.31), (1.33). С другой стороны, из (1.23) имеем:

$$b = \frac{S_m \sqrt{1 - (\lambda - \delta)^2 - \delta^2} + \sqrt{(1 - \lambda^2 - \delta^2)^2 - 4\lambda^2\delta^2}}{2} \leq \frac{S_m}{2} \quad (2.5)$$

Отсюда

$$a = b\lambda \leq S_m/2, \quad (2.6)$$

где неравенства заменяются равенствами в центральных механизмах. Исходя из (1.12), (2.5), (2.6) и неравенств  $\delta \geq 0$  и  $\lambda \geq 0$ , вместо (2.4) получаем следующие условия:

$$i - \sin \gamma_{ys} < \delta < \sin \gamma_{ys} + i; \quad 0 < i < \sin \gamma_{np} - \lambda;$$

$$i - \sqrt{1 - \left(\frac{S_m}{2V_{ys}}\right)^2} < \delta < i + \sqrt{1 - \left(\frac{S_m}{2V_{ys}}\right)^2}; \quad 0 \leq \delta \leq \sqrt{1 - \left(\frac{S_m}{2V_{np}}\right)^2} - \lambda; \quad (2.7)$$

$$0 \leq i \leq \frac{\omega^2 - i^2}{i}; \quad 0 < \delta < \sqrt{\frac{(2W/S_m)^2 - (1+i)^2}{(2W/S_m)^2 - 1}}; \quad 0 < i < \sqrt{1 - \left(\frac{i}{2}\right)^2} - \lambda.$$

Для подбора значений  $i$  и  $\delta$ , одновременно удовлетворяющих всем неравенствам (2.7), необходимо в координатной системе  $iO\delta$  построить графики следующих функций:

$$\delta_1 = i + \sin \gamma_{ys}; \quad \delta_2 = i - \sin \gamma_{ys}; \quad \delta_3 = \sin \gamma_{np} - i; \quad \delta_4 = i + \sqrt{1 - \left(\frac{S_m}{2V_{ys}}\right)^2};$$

$$\delta_5 = i - \sqrt{1 - \left(\frac{S_m}{2V_{ys}}\right)^2}; \quad \delta_6 = \sqrt{1 - \left(\frac{S_m}{2V_{np}}\right)^2} - i; \quad (2.8)$$

$$\delta_7 = \sqrt{\frac{(2W/S_m)^2 - (1+i)^2}{(2W/S_m)^2 - 1}}; \quad \delta_8 = \frac{\omega^2 - i^2}{i}; \quad \delta_9 = \sqrt{1 - (i/2)^2} - i.$$

Этими кривыми в координатной системе  $iO\delta$  ограничивается некоторая область, координаты  $i$  и  $\delta$  каждой точки которой удовлетворяют неравенствам (2.7), а следовательно, и (2.4). Если некоторые требования отсутствуют, то необходимость построения соответствующих кривых отпадает, и искомая область определяется остальными кривыми. В тех случаях, когда задается также коэффициент  $K$  (или угол  $\theta$ ), в той же координатной системе следует дополнительно построить график функции (2.3)  $\delta_{10} = \delta_{10}(i)$ . Все условия синтеза будут удовлет-

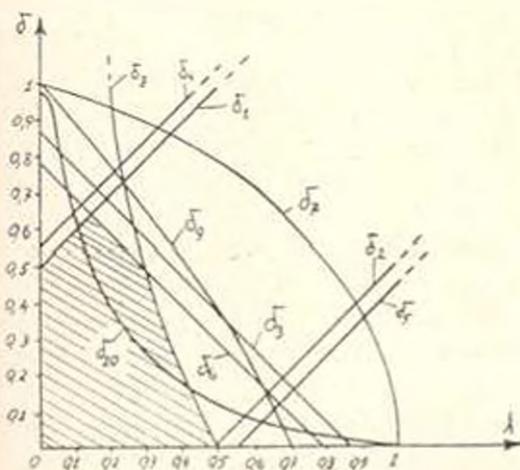


Рис. 3.

ворены координатами  $\lambda$  и  $\delta$  тех точек последнего графика, которые попадают в вышеупомянутую область. После выбора  $\lambda$  и  $\delta$  по формуле (2.5) определяется длина шатуна  $b$ , затем по (1.2) длины  $a$  и  $e$ .

Пример. Определить размеры механизма при следующих заданных значениях:

$$S_m = 1 \text{ м}; \quad \gamma_{\lambda 1} = 30^\circ; \quad \gamma_{\lambda 0} = 60^\circ; \quad V_{\lambda 1} = 0,6 \text{ м}; \quad V_{\lambda 0} = 0,8 \text{ м}; \quad W = 1 \text{ м}; \\ m = 0,5; \quad z = 1; \quad \theta = 10^\circ.$$

Подстановкой этих значений в (2.8) строим графики соответствующих функций (рис. 3), которыми ограничивается искомая область в системе  $\lambda O\delta$ . На рис. 3 эта область заштрихована. В той же координатной системе строим график функции (2.3)  $\delta_{10} = \delta_{10}(\lambda)$ . Координаты каждой точки дуги  $AB$  этой кривой одновременно удовлетворяют всем требованиям задачи. Выбираем  $\lambda = 0,2$  и согласно (2.3) получаем  $\delta = 0,384$ . Соответственно по (2.5) получаем  $b = 2,2986 \text{ м}$ , а по (1.2)  $a = 0,4597 \text{ м}$ ,  $e = 0,8827 \text{ м}$ .

\*рПН им. К. Маркса

Поступили 1.IX.1974.

Ի. Ա. ԱՅՈՅԱՆ

ՀՈՒՌՏՎԻԿԱ-ՍՈՂՆԱԿԱՆՅԻՆ ՄԵՆԱՆԵԶՄԵՐԻ ՍԵՔՆԵԶԸ ՅՂԱԿՆԻՐԻ  
ԼՔՍՏԻՄԱԼ ԱՐԱԳՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐԻ ԵՎ ԱՐԱԴԱՅՈՒՄԵՐԻ ՍԱՀՄԱՆՓՈՒԿԱԿՄԱՆ  
ԳԵՊՔՈՒՄ

Ա Վ Փ Ո Փ Ո Վ

Հողվածում շարադրվում է շուտավիկա-սողնակային մեխանիզմների նախադժման խնդրի լուծումը այն դեպքում, երբ ըստ նախադժման պայմանների միաժամանակ տրվում են սահմանափակող արժեքներ ինչպես սողնակի գծային արագության ու արագացման, այնպես և շարժաթևի անկյունային արագության ու արագացման համար: Եւման խնդիրները ծագում են ժամանակակից րտարծր արտադրողական ավտոմատ ու կիսավտոմատ աշխատող մեքենաներում և արագընթաց մեխանիզմներում:

Մեխանիզմների նախադժման խնդիրը եւման դրվածքով լուծվում է սուղին անգամ: Նախադժմող մեխանիզմի անհայտ շափերը սրոշվում են սահմանազատող կորերի կառուցման միջոցով, որոնց համար որպես հավասարումներ են ծառայում ռդակների էքստրեմալ արագությունների և արագացումների համար հողվածում արտածվող բանաձևերը:

## ЛИТЕРАТУРА

1. *Артюбовский Н. И., Левитский Н. И., Черкушинов С. Г.* Синтез плоских механизмов. Гос. издат. физ. мат. литературы, М., 1959.
2. *Кожанников С. Н.* Теория механизмов и машин. Изд. «Машиностроение» М., 1969.
3. *Огуренков А. И.* Формулы кинематики кривошипно-шатунного механизма с большим дезаксажем. Труды Московского Авиационного института, вып. 38, 1954.
4. *Джамалди Э. Л.* Определение экстремальных значений скорости ползуна кривошипно-ползунового механизма «Известия АН АрмССР. Серия технических наук», т. XXVI, № 4, 1973.
5. *Акопян Э. А.* Синтез рычажных механизмов по заданным значениям экстремальных скоростей и ускорений ведомого звена. Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. Научный руководитель д-р проф. Левитский Н. И. Москва, ИМАШ, 1965.
6. *Акопян Э. А.* Синтез шарнирного четырехзвенника с ограничением скорости и ускорения движения ведомого звена «Известия АН АрмССР. Серия физ. мат. наук» т. XVIII, № 2, 1965.
7. *Freudenstein F.* On the maximum and minimum velocities and the acceleration in Four-Link mechanisms. „Trans. ASME“ № 4, 1956.
8. *Cresch Merl D.* Dynamic analysis of slider-crank mechanisms. „Prod. Eng.“, Vol 33, № 22, 1962.
9. *Rossi Giulio Cesare.* Alcune osservazioni sulla determinazione dell' accelerazione del piede di biella nel manovellismo di pinta centrato. „Rivista meccanica“, 14, № 309, 1963.