

Автор ефр.

А С

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО
ОБРАЗОВАНИЯ УССР

ОДЕССКИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ ПИЩЕВОЙ
ПРОМЫШЛЕННОСТИ имени М.В.ЛОМОНОSOBA

АМБАРЦУМЯНЦ Р.В.

СИНТЕЗ НЕКОТОРЫХ РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ
ПЕРИОДИЧЕСКОГО ДВИЖЕНИЯ

(021 – Теория механизмов, машин и автоматических линий)

А в т о р е ф е р а т
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Одесса – 1971

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО
ОБРАЗОВАНИЯ УССР

ОДЕССКИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ ПИЩЕВОЙ
ПРОМЫШЛЕННОСТИ имени М.В.ЛОМОНОСОВА

АМБАРЦУМЯНЦ Р.В.

СИНТЕЗ НЕКОТОРЫХ РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ
ПЕРИОДИЧЕСКОГО ДВИЖЕНИЯ

(021 - Теория механизмов, машин и автоматических линий)

А в т о р е ф е р а т

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

ОНАХТ 14.03.11
Синтез некоторых рыча



v011778

~~с.в. 11778 v011778~~
Одесский технологический
институт
им. М. В. Ломоносова

Б И Б Л И О Т Е К А

Одесса - 1971

Работа выполнена на кафедре теории механизмов, машин и автоматических линий Одесского технологического института пищевой промышленности имени М.В.Ломоносова.

Научный руководитель – доктор технических наук, профессор В.Я.Белецкий

Официальные оппоненты:

доктор технических наук, профессор П.А.Лебедев,
доктор технических наук, профессор К.Х.Шахбазян.

Ведущая организация – УкрНИИпродмаш УССР.

Автореферат разослан " _____ " 1971 г.

Защита диссертации состоится " _____ " 1971 г.

на заседании Совета Одесского технологического института пищевой промышленности имени М.В.Ломоносова.

Просим Вас принять участие в заседании Совета, по священном защите диссертации или выслать отзыв в двух экземплярах, заверенный печатью учреждения, по адресу: г.Одесса. ГСП-510, ул.Свердлова, 112, Технологический институт пищевой промышленности имени М.В.Ломоносова.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института.

УЧЕНЫЙ СЕКРЕТАРЬ СОВЕТА

Л.ЗАПОРОЖЕЦ

В решении главной экономической задачи партии и советского народа – создании материально-технической базы коммунизма – первостепенное значение имеет развитие машиностроения, всемерное форсирование производства автоматических линий, повышение их производительности, долговечности и надежности.

Одним из путей повышения производительности и качества машин, некоторые рабочие органы которых совершают периодическое движение, является замена применяемых в настоящее время трехзвенных механизмов зубчато-рычажными и рычажными механизмами периодического движения. Теории синтеза и исследованию зубчато-рычажных механизмов периодического движения посвящены работы В.С.Карелина, Н.П.Каткова, Г.Е.Марнаутова, Л.Б.Майсюка, Мейера-дур-Капеллана и др., а синтезу плоских рычажных механизмов периодического движения посвящены работы В.Я.Белецкого, Л.С.Гродзенской, Н.И.Левитского, Н.Ф.Коренского, А.И.Мохнатюка, А.С.Супрунова, Л.К.Самойленко, И.И.Щербы, М.Б.Эдильяна, Мейера-дур-Капеллана и др.

Предлагаемая диссертационная работа посвящена синтезу рычажных шестизвенных механизмов периодического движения с плавно регулируемым в большом диапазоне углом выстоя без изменения длин подвижных звеньев и с регулируемым числом позиций рабочего вала.

Решение этих задач даст возможность создавать универсальные рычажные механизмы периодического движения.

Работа состоит из введения, пяти глав и заключения.

В первой главе приведен обзор работы по теории проектирования и исследования трехзвенных, рычажных и зубчато-рычажных механизмов периодического движения. Из всего видно, что рычажные механизмы периодического движения образованы присоединением двухповодковой группы к шатуну и стойке направляющего по дуге окружности (или по прямой) четырехзвенного базисного механизма.

В предлагаемой работе в качестве направляющего по дуге окружности механизма принят кривошипно-ползунный механизм. К шатуну и стойке последнего присоединена двухповодковая трехшарнирная группа.

Для упрощения расчета параметров указанной схемы механизма, его синтез выполнен в следующем порядке. Сперва задача решена при условии, что базисный кривошипно-ползунный механизм равнобедренный, т.е. что точки его шатуна (за исключением крайних шарнирных точек) описывают эллипсы. После этого с помощью специального приема осуществлен переход к шестизвеннику с базовым неравнобедренным центральным кривошипно-ползунным механизмом.

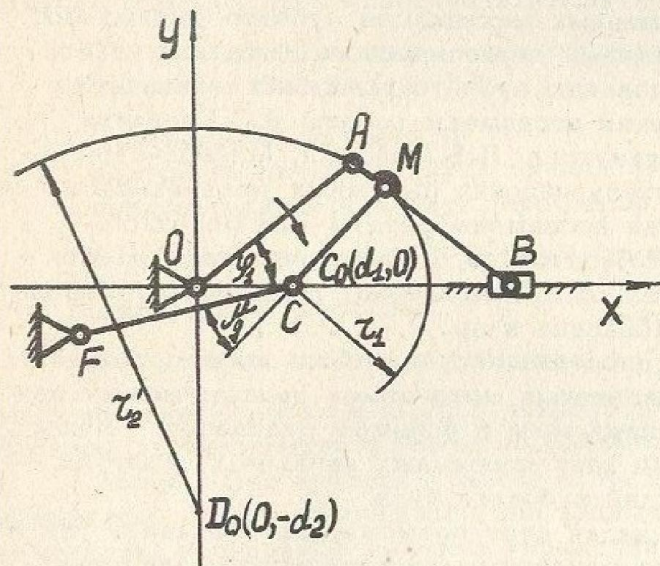


Рис.1.

Эллипс, описываемый точкой M осевой линии шатуна AB базисного механизма, симметричен относительно его центральных осей OX и OY (рис.1). При этом центральная ось OX совпадает с линией движения ползуна, а ось OY проходит через центр вращения кривошипа OA . Поэтому для получения возможно большего участка приближения, а следовательно, и большего угла выстоя целесообразно располагать центр аппроксимирующей окружности на одной из центральных осей.

Определение параметров аппроксимирующей окружности произведено на основе работы Н.И.Левитского „Синтез механизмов по Чебышеву“ (изд.АН СССР, 1946). При длине кривошипа $OA=AB=1$ и $AM=\lambda$ (см.рис.1) они могут быть

Во второй главе изложено решение задачи синтеза шестизвенного рычажного механизма периодического движения, с базисным равнобедренным кривошипно-ползунным механизмом.

Эллипс, описываемый точкой M осевой линии шатуна AB базисного механизма,

вычислены соответственно по следующим формулам:

а) если центр аппроксимирующей окружности C_0 находится на оси OX , его абсцисса

$$d_1 = \frac{2\lambda}{1+\lambda} (1 + \cos\varphi_2),$$

а радиус окружности

$$r_1 = \frac{\sqrt{(1-\lambda)^2 + 2\lambda[8\lambda\cos^2\frac{1}{2}\varphi_2 - (1-\lambda)^2(\cos^2\frac{1}{2}\varphi_2 + \cos\varphi_2)]}}{1+\lambda}$$

и $\varphi_2 = \frac{1}{2}\Phi$, где Φ — величина угла выстоя;

б) если центр аппроксимирующей окружности D_0 находится на оси OY , его ордината

$$d_2 = -\frac{2\lambda}{1-\lambda} (1 + \sin\varphi_2),$$

а радиус окружности

$$r_2 = \frac{\sqrt{(1-\lambda)^2 + 4\lambda^2(1 + \sin\varphi_2)^2 + 0,5(1-\lambda)^2\lambda[(1 + \sin\varphi_2)^2 + 4\sin\varphi_2]}}{1-\lambda}$$

и $\varphi_2 = \frac{1}{2}(\pi - \Phi)$.

Если длина поводка (шатуна) MC присоединенной группы MCF (см.рис.1) равна радиусу аппроксимирующей окружности r_1 (либо r_2) и центр вращения ведомого звена CF расположен таким образом, что траектория шарнирной точки C проходит через центр C_0 (либо D_0) аппроксимирующей окружности, то при движении точки M в пределах участка приближения ведомое звено CF остается приблизительно неподвижным.

Установлено, что заданной величине угла выстоя Φ соответствует множество значений параметра λ , следовательно, величиной λ можно задаваться. При этом целесообразно учитывать конструктивные требования с соблюдением, однако, следующих ограничений.

Если направления вращения ведущего кривошипа OA и ведомого кривошипа FC совпадают, то

$$0 < \lambda \leq \lambda_{max}.$$

Если указанные направления противоположны, то

$$\lambda > 1 + \lambda_{\max}.$$

Значение λ_{\max} определяется из уравнения

$$A\lambda^2 + B\lambda + C = 0,$$

где

$$A = -(\cos^4 \frac{\varphi_2}{2} + 3\cos \varphi_2 + 2),$$

$$B = 2(\cos^4 \frac{\varphi_2}{2} + \cos \varphi_2),$$

$$C = 2 - \cos^4 \frac{\varphi_2}{2} + \cos \varphi_2.$$

В том же случае, когда задана величина μ угла передачи между шатуном MC и ведомым звеном FC (см. рис. 1) в момент начала движения последнего после периодической остановки, значение λ должно быть определено из уравнения

$$\lambda^2 \cos(\varphi_2 - \frac{1}{2}\mu) + 2\lambda \cos \frac{1}{2}\mu + \cos(\varphi_2 + \frac{1}{2}\mu) = 0.$$

При совмещении центров вращения звеньев OA и FC

$$\lambda_{12} = \frac{\sin \mu \pm \sin \varphi_2}{\sin(\mu + \varphi_2)}.$$

Если задано максимальное отклонение Δ шатунной кривой направляющего механизма от аппроксимирующей окружности на участке приближения, измеряемое по нормали к окружности, величина λ должна быть определена из следующего уравнения

$$A\lambda^4 + B\lambda^3 + C\lambda^2 + D\lambda + \Delta^2 = 0.$$

При этом:

а) если центр окружности находится на оси Ox ,

$$A = \Delta^2 - \sin^2 \frac{\varphi_2}{2},$$

$$B = -2(\sin^2 \frac{\varphi_2}{2} + \cos^4 \frac{\varphi_2}{2} + \cos \frac{\varphi_2}{2}),$$

$$C = 4(\cos^4 \frac{\varphi_2}{2} - \cos^2 \frac{\varphi_2}{2}) + \sin^2 \frac{\varphi_2}{2} - 2\Delta^2,$$

$$D = 2(7\cos^4 \frac{\varphi_2}{2} - \cos \frac{\varphi_2}{2}),$$

$$\Delta = \frac{\lambda}{z_1} \sin^4 \frac{\varphi_2}{2};$$

б) если центр окружности находится на оси Oy ,

$$A = \Delta^2 + (\frac{1 + \sin \varphi_2}{2})^4,$$

$$B = (\frac{1 + \sin \varphi_2}{2})^4 + \frac{\Delta^2}{4} [(1 + \sin \varphi_2)^2 + 4 \sin \varphi_2] - (\frac{1 - \sin \varphi_2}{4})^2,$$

$$C = \Delta^2 [(1 - \sin \varphi_2)^2 - 2] - (\frac{1 - \sin \varphi_2}{4})^2,$$

$$D = \frac{\Delta^2}{2} [(1 + \sin \varphi_2)^2 + 4 \sin \varphi_2],$$

$$\Delta = \frac{\lambda}{4z_2} (1 - \sin \varphi_2)^2.$$

В третьей главе рассмотрены вопросы определения областей существования однокривошипных и двухкривошипных шестизвенных механизмов периодического движения с базисным кривошипно-ползунным механизмом.

На рис. 2 показано область возможных положений точки F для случая, когда центр аппроксимирующей окружности находится на оси Ox и звенья OA и CF являются кривошипами. Граница на области - это геометрическое место возможных положений точки F на неподвижной плоскости, в которых траектория шарнирной точки C соприкасается с эллип-

Установлено, что центр вращения ведомого кривошипа не должен находиться на границе указанной области, так как при этом возникает неопределенность в положении звеньев двухпроводковой группы MCF в период вращения звена CF . Во избежание этого необходимо ограничить значение угла переломки Δ_{min} между звеньями MC и CF в период вращения последнего и определить неизвестные параметры из следующей системы уравнений:

$$\left. \begin{aligned} y_M - y_F &= \frac{y_M}{x_M} \left(\frac{1+\lambda}{1-\lambda} \right)^2 (x_M - x_F), \\ \frac{x_M^2}{(1+\lambda)^2} + \frac{y_M^2}{(1-\lambda)^2} &= 1, \\ 2f \tau_2 \cos \Delta_{min} &= f^2 + \tau_2^2 + (x_F - x_M)^2 + (y_F - y_M)^2, \\ f^2 &= (x_F - d_1)^2 + y_F^2, \\ (x_F - x_M)^2 + (y_F - y_M)^2 &= f^2 + (x_M - d_1)^2 + y_M^2 + 2f(x_M - d_1) \cos \theta - 2f y_M \sin \theta. \end{aligned} \right\} (4)$$

где x_M, y_M - координаты точки M , соответствующие положению механизма при минимальном угле Δ_{min} ;
 θ - угол, образуемый ведомым кривошипом FC с осью Ox в положении выстоя (см. рис. 2).

Если выбрать центр аппроксимирующей окружности на оси Ox , получим двухкривошипный шестизвенный механизм периодического движения.

Положениям центра аппроксимирующей окружности на оси Oy , при которых шестизвенный механизм будет двухкривошипным, соответствует определенная область. Она образована траекторией шатунной точки M , осью Ox и прямыми, соединяющими начальную и конечную точки участка приближения эллипса с точкой D_0 . В этом случае также можно регулировать величину угла выстоя.

Найдено геометрическое место центра вращения ведомого звена на неподвижной плоскости, при условии, что траектория центра шарнира C соприкасается с эллипсом, равностоящим (на величину радиуса аппроксимирующей окружности

τ_2) от траектории точки M . Выбором центра вращения ведомого звена на этой кривой обеспечивается получение механизма с заданной продолжительностью остановки ведомого звена и углом размаха, большим 180° . При этом кинематический цикл равен двум оборотам ведущего кривошипа.

При заданном угле размаха ведомого звена ψ неизвестные параметры должны быть определены из системы уравнений

$$\left. \begin{aligned} x_{C1}^2 + (y_{C1} - d_2)^2 &= 4f^2 \sin^2 \left(\pi - \frac{1}{2} \psi \right), \\ (x_{C1} - x_F)^2 + (y_{C1} - y_F)^2 &= f^2, \\ (x_H - x_F)^2 + (y_H - y_F)^2 &= f^2, \\ \frac{x_H^2}{(1+\lambda+\tau_2)^2} + \frac{y_H^2}{(1-\lambda+\tau_2)^2} &= 1, \\ (\tau_2 - 1 + \lambda)^2 x_{C1}^2 + (\tau_2 - 1 - \lambda)^2 y_{C1}^2 &= (\tau_2 - 1 + \lambda)^2 (\tau_2 - 1 - \lambda)^2, \\ x_F^2 + (y_F - d_2)^2 &= f^2, \\ \frac{x_H - x_F}{y_H - y_F} &= \frac{x_H (1 - \lambda + \tau_2)^2}{y_H (1 + \lambda + \tau_2)^2}, \end{aligned} \right\} (5)$$

где x_{C1}, y_{C1} - координаты второго крайнего положения центра шарнира C ведомого коромысла;

x_H, y_H - координаты точки касания H траектории центра шарнира C с эллипсом, эквидистантной траектории точки M .

В диссертации приведен упрощенный способ решения системы (5).

Установлено, что если траектория центра шарнира C пересекает эллипс, эквидистантный траектории точки M , то

ведомое звено является коромыслом с углом размаха, меньшим 180° . Эта особенность использована для решения задачи синтеза шестизвенного рычажного механизма с остановкой и заданным углом размаха ведомого коромысла. Одно крайнее положение шарнирной точки C ведомого коромысла совпадает с центром D_0 , а второе — с точкой эквидистантного эллипса с координатами

$$x_{C12} = \frac{d_2(1+\lambda+\tau_2)tg^2(\frac{1}{2}\psi-r) \pm (1-\lambda+\tau_2)\sqrt{(1+\lambda+\tau_2)^2tg^2(\frac{1}{2}\psi-r) + (1-\lambda+\tau_2)^2 - d_2^2}}{(1-\lambda+\tau_2)^2 + (1+\lambda+\tau_2)^2tg^2(\frac{1}{2}\psi-r)},$$

$$y_{C12} = x_{C12}tg(\frac{1}{2}\psi-r) - d_2,$$

где

$$r = \mu - d, \quad tg d = \frac{(1+\lambda)\cos\varphi_2}{(1-\lambda)\sin\varphi_2 + d_2}$$

Длину ведомого коромысла и координаты его центра вращения:

$$f = \frac{\sqrt{x_{C12}^2 + (y_{D0} - y_{C12})^2}}{2\sin\frac{1}{2}\psi};$$

$$x_F = -f\sin d; \quad y_F = d_2 - f\cos d.$$

Величина угла размаха коромысла зависит от направления вращения ведущего кривошипа. Эту величину, а также продолжительность выстоя можно регулировать перемещением центра вращения коромысла по дуге окружности радиуса $f = CF$, описанной из точки D_0 .

Шестизвенный рычажный механизм с остановкой может быть использован для образования механизма с заданным числом позиций рабочего вала и с углом ^{выстоя} до 300° . Для этого следует жестко соединить ведомое звено механизма со звездочкой муфты обгона, а обойму муфты — с рабочим валом. Такая схема механизма позволяет также регулировать (перемещением центра вращения ведомого коромысла по не-

подвижной прямолинейной направляющей) число позиций вала при неизменной величине угла выстоя.

Далее решена задача синтеза рычажного механизма с несколькими ведомыми кривошипами, совершающими периодические остановки в заданной последовательности, а также синтеза шестизвенника, ведомый кривошип которого совершает две остановки за один оборот ведущего кривошипа.

Поскольку в действительности траектория точки M на участке приближения отклоняется от дуги окружности, то в период остановки ведомое звено отклоняется от теоретического положения выстоя. Величины этих отклонений могут быть определены следующим образом.

Нужно вычислить отклонения точек эллипса от дуги окружности на участке приближения по формуле

$$\Delta = \sqrt{(x-d)^2 + y^2} - r,$$

где $x = (1+\lambda)\cos\varphi$, $y = (1-\lambda)\sin\varphi$ — текущие координаты шатунной точки M .

Заметим, что при этом, вследствие симметричности относительно линии движения ползуна участка эллипса, приближаемого к дуге окружности, величину угла φ достаточно изменять в границах $0 \leq \varphi \leq \varphi_2$.

Величину углового отклонения $\Delta\psi$ ведомого звена находим по выражению

$$tg\Delta\psi_{12} = \frac{-BC \pm A\sqrt{B^2 + C^2 - A^2}}{C^2 - A^2},$$

где: если центр аппроксимирующей окружности находится на оси Ox .

$$A = \frac{2f^2 + (\tau_1 \pm \Delta)^2 - \tau_1^2}{2f(\tau_1 \pm \Delta)} + \cos(\beta_i \pm \theta),$$

$$B = \frac{f}{\tau_1 \pm \Delta} + \cos(\beta_i \pm \theta),$$

$$C = \sin(\beta_i \pm \theta);$$

если же он находится на оси OY

$$A = \frac{2l^2 + (\tau_2 \pm \Delta)^2 - \tau_2^2}{2l(\tau_2 \pm \Delta)} + \sin(\beta_i \pm \theta),$$

$$B = \frac{l}{\tau_2 \pm \Delta} + \sin(\beta_i \pm \theta),$$

$$C = \cos(\beta_i \pm \theta).$$

В обоих случаях

$$\beta_i = \arcsin\left(\frac{1}{2} A \sin \varphi\right).$$

В работе приведены примеры расчета шестизвенных рычажных механизмов периодического движения, из которых видно, что при угле выстоя $\Phi = 100^\circ$ $\Delta\psi = 10'$, т.е. точность выстоя ведомого звена весьма высокая.

В четвертой главе приведен метод синтеза шестизвеного рычажного механизма периодического движения с базисным неравнобедренным центральным кривошипно-ползунным механизмом. Задача решается в три этапа с использованием метода приближения функции.

Первый этап. По заданному значению угла выстоя определить положение первой точки осевой линии шатуна базисного механизма, траектория которой на заданном участке мало отличается от дуги окружности, параметры базисного механизма и аппроксимирующей окружности.

Второй этап. Найти положение второй точки осевой линии шатуна базисного механизма, траектория которой на участке приближения симметрична траектории первой точки.

Третий этап. Осуществить приближение остальных участков траектории второй точки.

После этого следует найти положение шатунной точки M , определяемого величиной (см. рис.1), эквивалентного

равнобедренного кривошипно-шатунного механизма по формуле

$$\lambda = \frac{2(1+m) - \lambda_2 - 2\tau_2 + \lambda_1}{4},$$

где

$$m = \frac{y'_{M1}(d_1 - d_2)}{2(x'_{M1} - d_1)},$$

λ_1, λ_2 - величины, определяющие положение первой и второй точек;

x'_{M1}, y'_{M1} - координаты шатунной точки, совпадающей с началом (либо с концом) участка приближения;

d_1, d_2 - абсциссы центров симметричных дуг окружностей.

По найденной величине λ значение искомого параметров шестизвеного рычажного механизма периодического движения с базисным неравнобедренным центральным кривошипно-шатунным механизмом выполняется по формулам, полученным для шестизвенника с базисным равнобедренным кривошипно-шатунным механизмом.

Заметим, что в качестве базисного механизма можно также использовать эллипсографы, например, трехзвенный планетарный механизм с длиной водила, равной радиусу начальной окружности сателлита и др.

Пятая глава содержит рекомендации по применению рычажных механизмов периодического движения. В ней приведены примеры применения предлагаемых механизмов в ряде машин-автоматов пищевой промышленности и показано, что это позволяет упростить конструкцию и увеличить долговечность этих машин.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. В диссертации предложены инженерные методы проектирования многозвенных рычажных механизмов с периодическим движением ведомого звена.

2. Найденны области существования однокривошипных и двухкривошипных шестизвенных механизмов периодического движения с базисным кривошипно-ползунным механизмом и предложена схема механизма, позволяющего плавно регулиро-

вать продолжительность остановки ведомого звена, которое может быть кривошипом или коромыслом.

3. Найдено геометрическое место положений центра вращения ведомого звена механизма с углом размаха, превышающим 180° .

4. Предложена схема механизма с несколькими ведомыми кривошипами, совершающими периодические остановки в заданной последовательности.

5. Решена задача синтеза шестизвенного рычажного механизма с двумя периодическими остановками ведомого кривошипа за один оборот ведущего кривошипа.

6. Предложена схема механизма с углом выстоя до 300° и с регулируемым числом позиций ведомого вала.

7. Из приведенных в работе примеров видно, что применение предлагаемых механизмов в машинах-автоматах пищевой промышленности значительно упрощает их конструкцию и повышает долговечность.

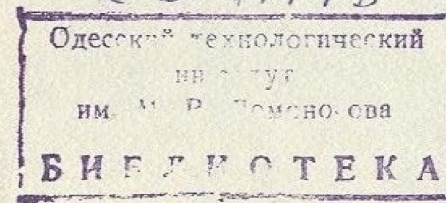
8. На два механизма отделом ВНИИГПЭ машин и испытательных стендов выданы авторские свидетельства.

Основные положения диссертации доложены на XXX и XXXI научных конференциях Одесского технологического института имени М.В.Ломоносова, в Одесском филиале семинара ТММ института машиноведения АН СССР, на Всесоюзном совещании по основным проблемам синтеза зубчато-рычажных механизмов с остановками, на Всесоюзной конференции по расчету, конструированию и исследованию оборудования производства источников тока.

Основное содержание диссертации освещено в следующих публикациях:

1. Р.В.Амбарцумянц. Синтез пятизвенного зубчато-рычажного механизма периодического поворота с регулированием величины угла выстоя. Тезисы доклада. - Расчет, конструирование и исследование оборудования производства источников тока, М., изд. „Энергия”, 1970.

2. Р.В.Амбарцумянц. Синтез пятизвенного зубчато-рычажного механизма с остановкой ведомого кривошипа. Известия АН Армянской ССР. „Механика”, том 23, № 3, 1970.
3. Р.В.Амбарцумянц. Синтез шестизвенного механизма с периодической остановкой ведомого кривошипа. Республиканский межведомственный научно-технический сборник ТММ, № 9, Харьков, 1970.
4. Р.В.Амбарцумянц. Синтез шестизвенного рычажного механизма периодического поворота с регулируемой величиной угла выстоя. Известия АН Армянской ССР. „Механика”, т.23, № 4, 1970.
5. Р.В.Амбарцумянц. Шестизвенный рычажный механизм с остановкой ведомого звена. Авт.св. № 283754 „Открытия, изобретения, промышленные образцы, товарные знаки”, № 31, 1970.
6. Р.В.Амбарцумянц. Семизвенный дифференциально-рычажный механизм. Заявка № 1250786/25-28. Проект решения о выдаче авторского свидетельства от 8.04.1969.



БР 03009 Подписано к печати 12.1-71 г. Объем 1,0 печ.л.
Уч.-изд.л. 1,1 Заказ № 11 Тираж 200 экз. 1971 г.

Лаборатория фотомеханической печати ОТИПП
имени М.В.Ломоносова, г.Одесса, ул.Свердлова,112