

Дватор едр.
Г 69 Г 69

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО
ОБРАЗОВАНИЯ У С С Р

Одесский технологический институт пищевой промышленности
имени М. В. Ломоносова

(На правах рукописи)

М. П. ГОРИН.

ИССЛЕДОВАНИЕ ЭКСЦЕНТРИКОВЫХ МЕХАНИЗМОВ СВОБОДНОГО ХОДА ВЫСОКОЙ НАГРУЗОЧНОЙ СПОСОБНОСТИ

Специальность — 05.02.02.
Машиноведение и детали машин

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Одесса
1975

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
У С С Р

ОДЕССКИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ ПИЩЕВОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ
имени М.В. Ломоносова

(На правах рукописи)

ГОРИН Михаил Петрович

ИССЛЕДОВАНИЕ ЭКСЦЕНТРИКОВЫХ МЕХАНИЗМОВ СВОБОДНОГО ХОДА
ВЫСОКОЙ НАГРУЗОЧНОЙ СПОСОБНОСТИ

Специальность – 05.02.02. Машиноведение и детали машин

Перечень 1984

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

с. V. 012472

Одесский технологический
институт пищевой промыш-
ленности имени М.В. Ломоносова
БИБЛИОТЕКА

ОНАХТ

14.07.11

Исследование эксцент



v012472

Одесса – 1975

Работа выполнена на кафедре деталей машин Одесского технологического института пищевой промышленности имени М.В. Ломоносова.

Научный руководитель – доктор технических наук, профессор Мальцев В.Ф.

Официальные оппоненты:

доктор технических наук, профессор Есин Г.Д. (Челябинск).
кандидат технических наук Умняшкин В.А. (Ижевск).

Ведущее предприятие – специальное конструкторское бюро специальных станков. (Одесса).

Автореферат разослан "20" января 1975 г.

Защита состоится "21" февраля 1975 г. на заседании ученого Совета механического факультета Одесского технологического института пищевой промышленности им. М.В. Ломоносова.

Просим отзыв по автореферату в 2-х экземплярах, заверенных печатью учреждения, выслать по адресу: г. Одесса, 270039, Свердлова, 112, ОТИПП.

Ученый секретарь Совета
К. Т. Н.

Л. А. ЗАПОРОЖЕЦ

В соответствии с директивами XXIV съезда КПСС дальнейшее всестороннее развитие машиностроения немыслимо без создания, внедрения специализированного производства и совершенных конструкций механизмов общемашиностроительного назначения, от которых во многом зависит повышение надежности и долговечности современных высокопроизводительных машин и автоматических линий.

Механизмы свободного хода (МСХ), как объекты общемашиностроительного применения, являются важными элементами машин и автоматических систем и выполняют ответственные функции в различных областях техники.

Характерным направлением совершенствования современных МСХ является стремление увеличить их нагрузочную способность при сохранении габаритных размеров и обеспечить бесконтактность основных элементов механизма при свободном ходе.

Эксцентровые механизмы свободного хода (ЭМСХ), разработанные автором, представляют усовершенствованную разновидность клиновых МСХ и лишены ряда их недостатков.

Основными достоинствами исследуемых ЭМСХ являются: высокая нагрузочная способность с симметричным распределением давлений по рабочим поверхностям основных элементов механизма, отсутствие контакта рабочих поверхностей звеньев при свободном ходе, технологичность конструкции, весьма незначительные потери на трение при свободном ходе, возможность движения при высоких скоростях в период свободного хода и относительно невысокие требования к точности изготовления и монтажа механизма.

Перспективность применения ЭМСХ и недостаточная изученность, послужило основанием для их исследования.

Целью данной работы является теоретическое и экспериментальное исследование ЭМСХ и разработка основ их расчета и проектирования.

Для достижения этой цели требовалось решить следующие задачи:

1. Сравнительный анализ конструкций клиновых и эксцентриковых МСХ.

2. Теоретическое исследование геометрии ЭМСХ, процесса заклинивания, расклинивания, свободного хода, определения нормальных сил давления и угла заклинивания с учетом податливости звеньев механизма, контактных давлений и жесткости механизма.

3. Экспериментальное исследование ЭМСХ в главные периоды движения с целью проверки теоретических положений.

4. Экспериментальное исследование напряжений в основных элементах и определение характеристик ЭМСХ.

5. На основании теоретических и экспериментальных исследований разработать методику расчета и проектирования ЭМСХ.

В первой главе дан обзор конструкций клиновых МСХ с выявлением их достоинств и недостатков.

Рассмотрены конструкции ЭМСХ, в том числе и конструкции разработанные автором, проанализированы отличительные особенности, их преимущества и недостатки.

На рис. I представлена конструктивная схема типичного ЭМСХ с внутренним эксцентриком. Здесь: 1 - двухсторонний эксцентрик; 2 - обоймы с внутренней цилиндрической поверхностью; 3 и 4 - заклинивающиеся эксцентриковые кольца, установленные свободно на эксцентрике и связанные между собой подвижно фиксатором 5.

Постоянная готовность механизма к заклиниванию обеспечивается подпружиненным роликом 5, расположенным в клиновом пространстве между обоймой и пазом эксцентрикового кольца 4

Решение вопросов, поставленных для исследования в работе, стало возможным благодаря исследованиям по МСХ отечественных и зарубежных ученых, из которых прежде всего можно отметить В.Ф.Мальцева, Н.К.Куликова, М.Н.Пилипенко, М.Ф.Балжи, К.Коллмана,

К.Штольца, С.Гарта и К.Маттиаса.

ЭМСХ по принципу действия несколько схожи с клиновыми МСХ, но отличаются по условиям работы в главные периоды движения, что не позволяет использовать известные из научно-технической литературы результаты теоретических и экспериментальных исследований по клиновым МСХ.

Во второй главе производится теоретическое исследование геометрии ЭМСХ, процесса заклинивания, расклинивания, свободного хода, определения нормальных сил давления и угла заклинивания с учетом податливости звеньев механизма, контактных давлений на сопрягаемых рабочих поверхностях и жесткости механизма.

Геометрические соотношения между основными элементами механизмов установлены из расчетных схем ЭМСХ с внутренним и наружным эксцентриком (рис. 2).

Угол заклинивания α можно определить

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{e}{r},$$

где e - величина эксцентриситета;

r - радиус эксцентрика.

Наличие зазора Δ_z между рабочими поверхностями обоймы и эксцентриковых колец обеспечивает отсутствие контакта и износа основных элементов механизма при свободном ходе, но для осуществления процесса заклинивания необходимо выбрать этот зазор Δ_z , т.е. процессу заклинивания предшествует холостой поворот обоймы на угол ξ_1 . Величина этого угла определяется

$$\xi_1 = 2 \arcsin \frac{\Delta_z}{2e} \quad (1)$$

Для ЭМСХ с внутренним и наружным эксцентриком угол давления

$$\psi = \arcsin \sqrt{\frac{\sin^2 \theta}{1 + K^2 - 2K \cdot \cos \theta}}, \quad (2)$$

где

$$\theta = \alpha \mp \frac{\xi_1}{2}, \quad (3)$$

K - отношение радиуса наружной обоймы R к радиусу-вектору ρ .

Следует заметить, что верхние знаки в этом выражении и во всех последующих относятся к ЭМСХ с внутренним эксцентриком, нижние - к ЭМСХ с наружным эксцентриком.

Из схемы на рис. 2 имеем

$$\lambda = \psi - \frac{\xi_1}{2} \quad (4)$$

Для получения наибольших углов давлений, необходимо выбрать наименьший допустимый зазор Δ_x между обоймой и эксцентриковыми кольцами, что позволит уменьшить угол относительного холостого поворота обойм ξ_1 и увеличить угол θ .

При ведущем эксцентрикe и определенном угловом ускорении ϵ , выбор зазора Δ_x обеспечивается за счет сил инерции эксцентриковых колец, при этом должно выполняться условие.

$$\epsilon_1 > \frac{2g \cdot f_1 (K^2 - 1) + 2\omega_1^2 \cdot e \cdot f_1}{(K^2 - 1) \cdot (R \cdot K + \rho)}, \quad (5)$$

где ω_1 - угловая скорость ведущего эксцентрика;

g - ускорение свободного падения;

f_1 - коэффициент трения скольжения в сопряжении эксцентрик - эксцентриковые кольца.

Условия выбора зазора Δ_x в ЭМСХ с подпружиненными роликами обеспечивается при угле клинового пространства $\beta = 9 + 12^\circ$ и

соответствующем усилии нормальной составляющей θ_3 , действующей со стороны ролика на эксцентриковое кольцо

$$Q_3 = \frac{P \cdot K \cdot \sin \gamma + \sum f_i \cdot (G + P_u + F_k) - \frac{\sum G \cdot \varepsilon_i (R \cdot K + p)}{2g}}{K (\sin \beta - f_3 \cdot \cos \beta)}; \quad (6)$$

где P - усилие, действующее на тормозной ролик от прижимной пружины;

G - вес эксцентрикового кольца;

P_u и F_k - центробежная и касательная силы инерции эксцентрикового кольца;

f_3 - коэффициент трения на поверхности соприкосновения ролика и эксцентрикового кольца;

$\sum$ - число эксцентриковых колец;

γ - угол установки толкателя.

Рассмотрены условия заклинивания ЭМСХ с внутренним и наружным эксцентриком. В результате получена расчетная формула определения предельной величины угла заклинивания

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} \alpha \leq & \frac{[f_2 \cdot K - f_1 (\cos \theta \mp f_2 \cdot \sin \theta)] -}{[(\cos \theta \mp f_2 \cdot \sin \theta) + f_1 \cdot f_2 \cdot K] -} \\ & - \frac{[f_2 (K - \cos \theta) + \sin \theta] \frac{C \pm B \cdot f_1}{C + A}}{[f_2 (K - \cos \theta) + \sin \theta] \frac{C \cdot f_1 \mp B}{C + A}}; \quad (7) \end{aligned}$$

где

$$C = \left[\pm \frac{\lambda \cdot G \cdot \varepsilon_1}{2g} (R \cdot K + \rho) \mp Q_3 \cdot f_3 \cdot K \cdot \cos \beta \pm Q_3 \cdot K \cdot \sin \beta \mp \right. \\ \left. \mp P \cdot K \cdot \sin \gamma \mp \lambda \cdot f_1 \cdot (G + P_4 + F_K) \right];$$

$$A = \left[\pm G (\cos \beta + f_1 \cdot \sin \beta) - Q_3 \cdot \cos \beta - Q_3 \cdot f_3 \cdot \sin \beta - \right. \\ \left. - P \cdot \cos \gamma \pm P_4 (f_1 \cdot \sin \beta - \cos \beta) - F_K (f_1 \cdot \cos \beta + \sin \beta) \right];$$

$$B = \left[Q_3 \cdot \sin \beta - Q_3 \cdot f_3 \cdot \cos \beta - P \cdot \sin \gamma - G \cdot f_1 \cdot \cos \beta \mp \right. \\ \left. \mp G \cdot \sin \beta \pm P_4 (f_1 \cdot \cos \beta + \sin \beta) - F_K (\cos \beta - f_1 \cdot \sin \beta) \right].$$

Для тихоходных механизмов моментом инерции, силами инерции, весом эксцентриковых колец и усилием прижимной пружины как незначительными величинами можно пренебречь.

Тогда зависимость предельной величины угла заклинивания будет иметь вид

$$\operatorname{tg} \alpha \leq \frac{[f_2 \cdot K - f_1 (\cos \theta \mp f_2 \cdot \sin \theta)]}{[(\cos \theta \mp f_2 \cdot \sin \theta) + f_1 \cdot f_2 \cdot K]} \quad (8)$$

Учитывая, что $\theta < \alpha$ можно принять $\cos \theta \approx 1$, $f_2 \sin \theta \approx 0$, тогда выражение (8) упростится

$$\operatorname{tg} \alpha \leq \frac{f_2 \cdot K - f_1}{1 + f_1 \cdot f_2 \cdot K} \quad (9)$$

Геометрический параметр $K > 1$ для ЭМСХ с внутренним эксцентриком и $K < 1$ для ЭМСХ с наружным эксцентриком.

Нетрудно заметить, что для механизмов с внутренним эксцентриком при $f_1 = f_2$ угол заклинивания $\alpha > 0$, так как $K > 1$.

Для механизмов с наружным эксцентриком из формулы (9) следует, что угол $\alpha > 0$ при условии, если на сопрягаемых поверхностях эксцентрика - эксцентрикковые кольца реализуется коэффициент трения $f_1 < f_2 \cdot K$.

Изменение параметра K в широких пределах как видно из соотношения (9) дает возможность расширить границы предельного угла заклинивания.

Однако увеличение угла заклинивания за счет параметра K соответственно увеличивает габариты механизма и массу заклинивающих элементов (эксцентрикковых колец), что особенно нежелательно для высокоскоростных механизмов. Для этих приводов целесообразны ЭМСХ с внутренним эксцентриком и трением качения между рабочими поверхностями эксцентрика и эксцентрикковых колец.

Наиболее рациональны конструкции ЭМСХ с клиновыми канавками в сопряжении обоймы с эксцентрикковыми кольцами при этом обеспечивается приведенное трение скольжения.

Величину угла клиновой канавки (выступа) $2\beta_0$ для ЭМСХ целесообразно принимать в пределах $30^\circ < 2\beta_0 < 60^\circ$.

Условие заклинивания (непробуксовки) ЭМСХ во вторую фазу периода заклинивания, когда наблюдается деформация нагруженных элементов механизма

$$\psi < \rho_2$$

где ρ_2 - угол трения на поверхности контакта обоймы и эксцентрикковых колец.

Силы нормального давления N_1 и N_2 определяются по формулам

$$N_1 = \frac{M \cdot \cos \lambda}{x \cdot \rho \cdot \sin(\lambda \pm \alpha)} , \quad (10)$$

$$N_2 = \frac{M}{x \cdot R \cdot \operatorname{tg} \psi} , \quad (11)$$

где M - крутящий момент.

Угол заклинивания α_u с учетом деформации основных элементов ЭМСХ

$$\operatorname{tg} \alpha_u = \frac{\sin(\varphi_0 + \xi_u)}{\sqrt{a^2 - \sin^2(\varphi_0 + \xi_u)}} \quad (12)$$

где φ_0 - полярный угол, расположенный между радиусом-вектором ρ и осью симметрии эксцентрика;

ξ_u - угол относительного поворота обойм, вызванный деформацией нагруженных элементов механизма.

Для реальных ЭМСХ отношение радиуса эксцентрика к величине эксцентриситета может изменяться в пределах $a = 3 \div 30$.

Результаты исследования изменения угла заклинивания α_u в процессе упругой деформации основных элементов механизма показывают, что в ЭМСХ с внутренним эксцентриком угол заклинивания уменьшается на незначительную величину, а в ЭМСХ с наружным эксцентриком - увеличивается на весьма незначительную величину. Незначительное изменение угла заклинивания α_u при нагружении характеризует эксцентрикующие МСХ положительными качествами, позволяющими принимать при их расчете предельные углы заклинивания α .

Принимая косинусоидальный закон распределения давлений на поверхности соприкосновения эксцентрика с эксцентриковыми кольцами и обоймы с эксцентриковыми кольцами, найдены максимальные

контактные давления

$$p_{max.} = \frac{q_1 (2,465 - \mu_{o1}^2)}{\pi \cdot z \cdot \mu_{o1} \cdot \cos \mu_{o1}} ; \quad (13)$$

$$p'_{max.} = \frac{q_2 (2,465 - \mu_{o2}^2)}{\pi \cdot z \cdot \mu_{o2} \cdot \cos \mu_{o2}} ; \quad (14)$$

где μ_{o1} и μ_{o2} - угол области контакта эксцентрика - эксцентриковых колец и обоймы - эксцентриковых колец.

q_1 и q_2 - нагрузка, действующая на единицу длины поверхности эксцентрика и обоймы.

Величина зазора в сопряжениях эксцентрик - эксцентриковые кольца и обойма - эксцентриковые кольца оказывает существенное влияние на условия контакта и на величины контактных давлений.

Влияние величины зазора Δ , в сопряжении эксцентрик - эксцентриковые кольца на характер изменения максимальных давлений для реальных конструкций ЭМСХ определялось из выражения

$$p_{max.} = \frac{q_1 [2,465 - \operatorname{arctg}^2 2 (\nu_1 + \nu_3) \cdot \frac{q_1}{\Delta_1}]}{\pi \cdot z \cdot \operatorname{arctg} 2 \sqrt{(\nu_1 + \nu_3) \cdot \frac{q_1}{\Delta_1}} \cdot \cos \operatorname{arctg} 2 \sqrt{(\nu_1 + \nu_3) \cdot \frac{q_1}{\Delta_1}}} ; \quad (15)$$

где $\nu_1 = \frac{1 - \mu_1^2}{\pi E_1}$, $\nu_3 = \frac{1 - \mu_3^2}{\pi E_3}$.

Здесь μ_1, μ_3, E_1 и E_3 - соответственно коэффициенты Пуассона и модули упругости материалов эксцентрика и эксцентриковых колец.

Из рис. 3 анализ кривых показывает, что изменение зазора в пределах одной посадки приводит к существенному увеличению максимальных давлений. Так изменение отношения максимального давления к среднему давлению составляет $\frac{p_{max.}}{p_{ср.}} = 2 + 5,3$.

Анализ процесса расклинивания показал, что саморасклинивание ЭМСХ будет происходить при выполнении неравенства

$$\operatorname{tg} \alpha \geq f_1. \quad (16)$$

При трении скольжении $f_1 = f_2$ на сопрягаемых рабочих поверхностях ЭМСХ и параметре $K < 2$ величина расклинивающего момента определится

$$M_{\text{рас.}} \geq \frac{M \cdot \cos \lambda}{2 \cdot \sin(\lambda \pm \alpha)} \cdot (f_1 - \operatorname{tg} \alpha). \quad (17)$$

ЭМСХ выполненные с телами качения в сопряжении эксцентрик - эксцентрикковые кольца саморасклиниваются.

Из выражений (9) и (16) ЭМСХ будут надежно функционировать во все периоды его работы при соблюдении неравенства

$$f_2 \cdot K - f_1 \geq \operatorname{tg} \alpha \geq f_1. \quad (18)$$

Из приведенных теоретических исследований процесса расклинивания явствует, что выбор геометрического параметра K определяется для каждого конкретного механизма в зависимости от многих параметров, основным из которых является условие саморасклинивания.

В период свободного хода рабочие поверхности обоймы и эксцентрикковых колец ЭМСХ не имеют контакта, а следовательно и износа. В этот период подпружиненный ролик осуществляет прижатие эксцентрикковых колец в упор паза и обеспечивает готовность механизма к заклиниванию.

Из условий динамического равновесия эксцентрикковых колец ЭМСХ с внутренним и наружным эксцентриком определяется усилие прижимной пружины

$$\rho = \frac{[(\bar{x}G \mp \bar{x}P_4) \cdot (K \cdot f_3 \cdot \cos \beta + K \cdot \sin \beta + f_3 \cdot \cos \beta + (K+1)[\sin \gamma \pm \cos \gamma (f_3 \cdot \cos \beta + \sin \beta)] + \sin \beta - f_1) + \frac{\bar{x} \cdot G \cdot \varepsilon_1}{2g} (R \cdot K + \rho) \pm \bar{x} \cdot F_K (1 \mp f_1)]}{(19)}$$

Угол γ установки толкателя можно определять из соотношения

$$\gamma = 90^\circ \mp \beta$$

В процессе заклинивания механизма вследствие деформаций происходит поворот эксцентрика относительно обоймы, при этом радиус-вектор ρ изменяется на величину $\Delta \rho$ (рис. 2) и соответственно изменяется полярный угол φ на величину $\Delta \varphi$, который равен углу относительного поворота обойм ε_x в период нагружения механизма

$$\varepsilon_x = \Delta \varphi = \frac{\Delta \rho}{\rho \cdot \operatorname{tg} \alpha}. \quad (20)$$

Величина приращения $\Delta \rho$ зависит от упругих контактных и объемных деформаций обоймы и эксцентрика. Величины суммарной деформации (сближения) по поверхностям контакта обоймы с эксцентриковыми кольцами u_2 , эксцентрика с эксцентриковыми кольцами u_1 и объемные деформации δ_2 и δ_1 связаны с приращением радиуса-вектора $\Delta \rho$ следующей зависимостью

$$\Delta \rho = \frac{(u_2 + u_1 + \delta_2 + \delta_1)}{\cos \alpha}, \quad (21)$$

а угол относительного поворота обойм ε_x (жесткость механизма) определится

$$\varepsilon_x = \frac{u_2 + u_1 + \delta_1 + \delta_2}{\rho \cdot \sin \alpha}. \quad (22)$$

Третья глава посвящена экспериментальному исследованию ЭМСХ в главные периоды движения.

Цель экспериментальных исследований состояла в оценке достоверности полученных теоретических данных и выяснении некоторых характеристик и параметров ЭМСХ.

При этом решались следующие задачи:

1. Проверка справедливости, полученного условия заклинивания (9), по которому существенное влияние на величину угла заклинивания α оказывает геометрический параметр K и соответственно на процесс заклинивания.

2. Изучался процесс заклинивания и расклинивания в движении.

3. Оценивалась теоретическая зависимость (17) определения величины расклинивающего момента в зависимости от передающего момента с опытными данными, полученными для экспериментальных образцов.

4. Определение предельной частоты включений ЭМСХ и потерь на трение при свободном ходе.

Экспериментальные исследования проводились с учетом современных методов математического планирования эксперимента.

Исследования, влияния геометрического параметра K на предельную величину угла заклинивания при обеспечении постоянства величин коэффициентов трения на сопрягаемых поверхностях, проводились на образцах ЭМСХ с внутренним эксцентриком 1 + 6 и на двух образцах ЭМСХ с наружным эксцентриком 7, данные о которых приведены в таблице. Образцы выполнены по конструктивной схеме рис. 1. Материал образцов сталь 45, твердость после термообработки $HRC - 42 + 45$ и шероховатость рабочих поверхностей $V 5 + V 6$. Усилие прижимной пружины $P = 0,25$ кгс, угол клинового пространства $\beta = 12^\circ$ и длина рабочей поверхности эксцентрикового кольца $l = 10$ мм.

При статическом нагружении испытания проводились на установке аналогичной установкам по исследованию жесткости муфт.

Измерение относительного поворота обойм ξ_2 в период заклинивания осуществлялось индикатором. Испытуемый механизм нагружался моментом, изменяющимся в пределах $M = 6 + 66$ кгс·м с градацией через 12 кгс·м.

Опыты показали, что образцы ЭМСХ с внутренним эксцентриком, углы заклинивания которых меньше предельных, хорошо сохраняют заклиненное состояние. Образцы ЭМСХ с внутренним эксцентриком, углы заклинивания которых больше предельных, при заклинивании пробуксовывают. Образец ЭМСХ с наружным эксцентриком при $f_1 = f_2$ на сопрягаемых поверхностях не заклинивался, что согласуется с зависимостью (9). Опыты с образцами ЭМСХ с наружным эксцентриком подтвердили невозможность их заклинивания при $f_1 = f_2$.

Процесс заклинивания и расклинивания ЭМСХ в движении при различных углах заклинивания и частоте включений $55 + 450$ цикл/мин. исследовался на образцах 8 + 14 с внутренним эксцентриком, основные параметры которых приведены в таблице.

Экспериментальная установка состояла из электродвигателя, соединенного посредством клиноременной передачи с 4-х ступенчатой коробкой скоростей, от которой посредством кривошипно-коромыслового механизма приводилось в движение ведущее звено (эксцентрик) испытуемого механизма. Нагружение осуществлялось колодочным тормозом, а измерение нагрузочных моментов — с помощью проволочных датчиков сопротивления 2ПКБ-20, подключенных через тензометрический усилитель ТА-5 к шлейфовому осциллографу КИ2-22. Одновременно по осциллограммам определялись величины расклинивающих моментов.

На основании испытаний установлено существенное влияние геометрического параметра K на предельную величину угла заклини-

вания. С качественной стороны закономерности изменения крутящих моментов за цикл движения механизма аналогичны роликовым МСХ.

Определение предельной частоты включений различных типов ЭМСХ выполнялось на экспериментальной установке подобной предыдущей с приводом от регулируемого электродвигателя постоянного тока.

В процессе опыта на осциллограммах посредством датчиков сопротивления были записаны изменения крутящих моментов на ведущем и ведомом звеньях ЭМСХ, а также расклинивающие моменты, с помощью индуктивных датчиков фиксировался поворот обоймы за каждый цикл.

Предельная частота включения определялась началом нарушения циклического движения ведомой обоймы, т.е. периодическому не-заклиниванию механизма.

Испытания проводились при тормозном моменте $M_T = 40 \div 45$ кгс·м на образцах I5 + I7 (таблица).

Из проведенных опытов следует:

1. Образцы ЭМСХ I5 с внутренним эксцентриком, на сопрягаемых рабочих поверхностях которых выполняется трение скольжения теряли работоспособность при частоте включений $1650 \div 1850$ цикл/мин.

2. Образцы ЭМСХ I6 с внутренним эксцентриком и элементами качения между рабочими поверхностями эксцентрика - эксцентриковые кольца были работоспособны при частоте включений до 3000 цикл/мин.

Образцы ЭМСХ I7 с наружным эксцентриком теряли работоспособность при частоте включений $1400 \div 1700$ цикл/мин.

С целью исследования работоспособности ЭМСХ с клиновыми канавками в сопряжении обоймы с эксцентриковыми кольцами в условиях обильной смазки была разработана экспериментальная установка, которая обеспечивала частое включение и выключение механизма

при небольших периодах заклиненного состояния и свободного хода и централизованный подвод масла на рабочие поверхности механизма от насоса.

Испытанию подверглись образцы ЭМСХ с внутренним эксцентриком и клиновыми канавками $\beta = 20^\circ$ и угле заклинивания $\alpha = 12^\circ$ и механизм с зубчатым зацеплением на поверхностях обоймы и эксцентриковых колец при $\lambda = 110$, $m = 1$ мм и $\alpha = 12^\circ$.

Опыты показали, что при нагрузке на тормозе $M_T = 60 + 70$ кгс·м образцы надежно функционировали на всех периодах работы механизма.

Данные опыты позволили установить:

1. ЭМСХ с внутренним эксцентриком и клиновыми канавками в сопряжении обойма - эксцентриковые кольца работоспособны в условиях обильной смазки и могут быть применены в приводах с частотой включения до 2000 цикл/мин.

2. Зубчатые ЭМСХ могут быть использованы в специальных высокомоментных приводах с частотой включения до 700 цикл/мин.

Экспериментальное исследование процесса расклинивания эксцентриковых МСХ проводилось в статике и движении на тех же установках, где исследовался процесс заклинивания. Эксперименты велись на тех же образцах.

В результате установлено, что расчетные величины расклинивающих моментов для образцов ЭМСХ согласно (17) в сравнении с экспериментальными дали удовлетворительное совпадение результатов. Максимальное отклонение результатов не превышает 10% - 12%. Следует отметить, что зависимость (17) дает приближенные результаты, так как определение расклинивающих моментов ведется без учета деформаций основных элементов. Определено также, что зависимость (17) определения расклинивающих моментов при углах заклинивания $\alpha \geq 6^\circ$ дает вполне удовлетворительные результаты и может быть использована для расчетной практики.

Экспериментальные исследования процесса расклинивания показали, что образцы ЭМСХ с углом заклинивания $tg \alpha$ больше величины коэффициента трения на сопрягаемых рабочих поверхностях эксцентрик - эксцентрикковые кольца практически саморасклиниваются.

ЭМСХ при одинаковых коэффициентах трения скольжения и геометрическом параметре $K < 2$ расклиниваются с приложением момента.

Проведены экспериментальные исследования потерь на трение ЭМСХ при различных углах β клинового пространства для ролика.

Целью опыта являлось, проверить влияние угла клинового пространства β на величину потерь на трение и определялся характер изменения потерь при свободном ходе с увеличением усилий прижимной пружины.

Приспособление по исследованию потерь на трение крепилось в резцедержателе токарно-винторезного станка М 163 и приводилось во вращение ременной передачи от шпинделя станка.

По результатам опытов построены кривые изменения моментов трения в зависимости от числа оборотов эксцентрика от 0 до 6250 об/мин.

Опыты показали, что ЭМСХ в сравнении с клиновыми МСХ имеют потери на трение при свободном ходе в 4 раза меньше.

В четвертой главе приводится экспериментальное определение напряжений в основных элементах, жесткость механизма и эксплуатационные исследования ЭМСХ.

Экспериментальное определение контактных давлений и напряжений позволит проверить справедливость и достоверность теоретических зависимостей. Кроме того, при расчете сил нормального давления, действующих на сопрягаемых рабочих поверхностях, необходимо точное определение точек приложения этих сил. Следовало также проверить влияние величины зазора Δ_z на величину и харак-

тер распределения давлений и напряжений по сопрягаемым рабочим поверхностям и в эксцентрик-овом кольце.

Для чего был применен поляризационно-оптический метод исследования.

Этим методом решались следующие задачи:

1. Определение напряжений в непосредственной близости к контакту сопряжений эксцентрик - эксцентрик-овое кольцо.

2. Исследование характера распределения давлений по сопрягаемым рабочим поверхностям в зависимости от величины зазора Δ_1 .

На поляризационно-проекционной установке ППУ-5 крепилось специальное устройство для нагружения модели посредством рычажной системы. Модель эксцентрик-ового кольца соответствовала натуральному образцу и изготовлена из оптически активного материала ЭД6-М и органического стекла. Модель эксцентрик-ового кольца нагружалась при различных зазорах Δ_2 крутящими моментами до 3 кгс·м.

По результатам опытов построены эпюры контактных давлений в сопряжении эксцентрик - эксцентрик-овое кольцо модели и эпюры контактных давлений, полученные по приближенной аналитической формуле (рис. 4).

Анализ эпюр давлений показывает, что фактические давления распределяются симметрично и лучшее совпадение эпюр происходит при минимальном зазоре Δ_2 .

С увеличением зазора Δ_2 при одинаковой нагрузке M контактные давления возрастают за счет уменьшения площади контакта сопряжения обойма - эксцентрик-овое кольцо и уменьшения углов давлений ψ и λ величины которых соответственно изменяют силы нормального давления N_1 и N_2 .

Результаты исследования на поляризационно-проекционной установке позволили сделать следующие выводы и рекомендации.

1. Давления в сопряжении эксцентрик - эксцентрик-овое кольцо распределяются симметрично по закону близкому к косинусоидальному.

2. Напряжения в эксцентрик-овом кольце возрастают с увеличением зазора в сопряжении об-ойма - эксцентрик-овое кольцо. Зазоры в сопряжениях следует выбирать минимально допустимые, что значительно уменьшит величины напряжений и их неравномерность распределения в заклинивающем элементе.

3. Сравнение теоретических и экспериментальных эпюр давлений на сопрягаемых рабочих поверхностях ЭМСХ показывают хорошее совпадение, а поэтому полученные приближенные аналитические формулы по определению контактных давлений можно рекомендовать для применения в расчетной практике.

Экспериментально исследована жесткость ЭМСХ и проведены эксплуатационные исследования механизмов по выявлению их работоспособности в двух типичных узлах использования МСХ в приводе движений суппорта токарно-винторезных станков М 163 и электростартерах автомобиля М-21.

Жесткость ЭМСХ определялись на статической установке.

Опытам подверглись ЭМСХ с внутренним эксцентриком и одинаковыми коэффициентами трения скольжения образцы 18 ÷ 21 и образцы 19 ÷ 22 в сопряжении эксцентрика - эксцентрик-овые кольца установлены тела качения.

По экспериментальным данным построены характеристики жесткости, которые у ЭМСХ нелинейные и удовлетворительно совпадают с характеристиками, полученными расчетом (отклонение не превышает 10 ÷ 15% при $\alpha \geq 6^\circ$).

Эксплуатационное исследование ЭМСХ проводилось с 1968 г. в приводе ускоренного движения токарно-винторезных станков М 163. Эксплуатация этих механизмов продолжается до настоящего времени,

что свидетельствует о высокой степени их надежности и долговечности.

Конструкции ЭМСХ без подтормаживающего устройства применены в приводе электростартера автомобилей "Волга" (М-21) Калининградского пассажирского автопредприятия.

Проверка состояния опытных образцов после пробега автомобилями в среднем 100000 км показала их дальнейшую работоспособность.

В пятой главе на основе проведенных теоретических и экспериментальных исследований приведены рекомендации по выбору конструкций ЭМСХ, определение предельного угла заклинивания, основных геометрических параметров механизма, расчет прижимных устройств и расчет на прочность и жесткость нагруженных элементов.

РЕЗУЛЬТАТЫ РАБОТЫ, ВЫВОДЫ И РЕКОМЕНДАЦИИ

1. Обзор конструкций клиновых МСХ показал, что они имеют ряд недостатков, ограничивающих их применение в современной технике: контакт и износ рабочих элементов механизма при свободном ходе; сложность изготовления заклинивающихся элементов МСХ; значительная неравномерность распределения давлений по рабочим поверхностям МСХ, невысокие скорости обгона, значительные потери на трение при свободном ходе и затруднительное расклинивание.

2. На основании анализа конструкций МСХ и сопоставления их достоинств и недостатков разработаны новые конструкции эксцентриковых механизмов свободного хода, обладающие рядом преимуществ по сравнению с известными: отсутствие контакта рабочих элементов при свободном ходе, а следовательно незначительных потерь на трение и минимального износа в этот период; технологичность изготовления основных звеньев и относительно невысокая точность изго-

товления и монтажа механизма, более высокая нагрузочная способность за счет симметричного распределения давлений по рабочим поверхностям.

3. Анализ выполненных теоретических и экспериментальных исследований по МСХ с поверхностным контактом дает основание констатировать, что полученные теоретические зависимости для их расчета и проектирования не могут быть использованы для расчета ЭМСХ, ввиду различия расчетных схем, а также из-за наличия в теории по клиновым МСХ ряда неточностей и приближенных зависимостей.

4. Теоретические исследования геометрии ЭМСХ позволили установить взаимосвязь между геометрическими параметрами, определить угол давления и координаты точек начального контакта обоймы, эксцентриковых колец и эксцентрика, а также найти величину угла холостого поворота обойм в зависимости от зазора в сопряжении обоймы с эксцентриковыми кольцами и величиной эксцентриситета эксцентрика.

5. Исследование процесса заклинивания ЭМСХ показало, что на величину предельного угла заклинивания α кроме величин коэффициентов трения на сопрягаемых рабочих поверхностях существенное влияние оказывает геометрический параметр K отношения радиуса обоймы R к радиусу-вектору ρ , проведенному в точку начального контакта эксцентрика и эксцентриковых колец. Для быстроходных механизмов на процесс заклинивания оказывают влияние усилия от подтормаживающих роликов и силы инерции эксцентриковых колец.

6. Выведены формулы по определению сил нормального давления и найдены величины давлений в области контакта на контактных поверхностях нагруженных элементов механизма. Показано влияние величины зазора на максимальное значение давлений и характер распределения давлений в зоне контактных поверхностей.

7. Исследованы изменения угла заклинивания с учетом упругой деформации основных элементов ЭМСХ. В результате установлено, что изменения угла заклинивания в процессе нагружения весьма незначительны, практически не оказывающие влияния на работоспособность механизма.

8. Получена зависимость величины расклинивающего момента от нагрузочного момента, коэффициента трения и геометрических параметров.

Установлено, что саморасклинивание механизма будет происходить при угле заклинивания α больше по величине коэффициента трения скольжения f_1 в сопряжении эксцентрика - эксцентриковые кольца.

9. Из условия нормального функционирования механизма в период расклинивания предложены рекомендации по выбору параметра K .

10. На основании теоретического исследования динамики свободного хода ЭМСХ установлена формула по определению усилия прижимной пружины, гарантирующей контакт подтормаживающего ролика с рабочими поверхностями обойм в течение всего цикла движения.

11. Для различных конструктивных разновидностей ЭМСХ приближенно найдены характеристики жесткости, которые имеют хорошее согласование с опытными данными и могут быть рекомендованы для расчетной практики.

12. Экспериментальными исследованиями установлено существенное влияние параметра K на величину угла заклинивания, что подтвердило достоверность теоретических исследований при определении угла заклинивания.

13. В результате сравнения опытных данных по определению трения в ЭМСХ, полученных нами и трения в клиновых МСХ установлено, что у первых момент трения в 4 раза меньше, чем у вторых.

14. Экспериментальными исследованиями предельной частоты

включения механизма установлено, что ЭМСХ с внутренним эксцентриком надежно функционируют при частоте включений до 1300 цикл/мин. в условиях слабой смазки рабочих поверхностей, а ЭМСХ с наружным эксцентриком и трением качения в сопряжении эксцентрик - эксцентриксовые кольца функционируют при небольших нагрузках и частоте включений до 1250 цикл/мин. ЭМСХ с внутренним эксцентриком и телами качения между рабочими поверхностями эксцентрика и эксцентриксовые кольца надежно функционируют до 3000 цикл/мин. Для высокоскоростных ЭМСХ, работающих в условиях обильной смазки наиболее эффективны ЭМСХ с внутренним эксцентриком и клиновыми канавками на поверхностях контакта обоймы и эксцентриксовых колец.

15. Посредством поляризационно-оптического метода определены величины и характер распределения контактных давлений на поверхности соприкосновения эксцентрика и эксцентриксового кольца. Закон распределения давлений в значительной мере совпадает с теоретически найденным - косинусоидальным. Нормальные напряжения сжатия больше по величине касательных и увеличиваются при одинаковой нагрузке на механизм с увеличением зазора в сопряжении обоймы с эксцентриксовым кольцом.

16. Используя результаты теоретических и экспериментальных исследований, разработана методика основ расчета и проектирования ЭМСХ, по которой были рассчитаны и спроектированы две конструкции механизмов. Одна конструкция внедрена в привод ускоренных движений токарно-винторезных станков М 163 на Калининградском ремонтно-механическом заводе, где они работают без ремонта с 1968 года; опытные образцы второй конструкции проходят эксплуатационные испытания в электростартерном приводе автомобилей "Волга" М-21.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ ДИССЕРТАЦИИ

ОСВЕЩЕНО В РАБОТАХ:

1. Горин М.П. Клиновая муфта свободного хода. Инфор. листок, Калининградский ЦНТИ, 1970, № 86 (318).
2. Горин М.П., Клисторнер И.Г. Экспериментальное исследование клинового МСХ. В сб. "Машиноведение и прикладная математика", № 99, Челябинск, 1971.
3. Горин М.П., Клисторнер И.Г. К вопросу о заклинивании клинового МСХ. В сб. "Автомобили, тракторы и двигатели", № 103, Челябинск, 1972.
4. Горин М.П. Исследование точек приложения максимальных давлений и характера распределения напряжений в заклиниваемом элементе эксцентрикового механизма свободного хода. Тезисы докладов четвертой всесоюзной научно-технической конференции по вариаторам и передачам гибкой связью, Одесса, 1972.
5. Мальцев В.Ф., Горин М.П. Экспериментальное исследование работоспособности эксцентриковых механизмов свободного хода по предельному числу включений. Тезисы докладов четвертой всесоюзной научно-технической конференции по вариаторам и передачам гибкой связью, Одесса, 1972.
6. Мальцев В.Ф., Горин М.П. Расчет нормальных сил давления эксцентриковых МСХ. Тезисы докладов первой всесоюзной научно-технической конференции по инерционно-импульсным механизмам, приводам и устройствам, Челябинск, 1972.
7. Горин М.П., Архангельский Г.В. Расчет эксцентриковых механизмов свободного хода на прочность. Тезисы докладов первой всесоюзной научно-технической конференции по инерционно-импульсным механизмам, приводам и устройствам, Челябинск, 1972.
8. Мальцев В.Ф., Горин М.П. К расчету эксцентриковых механизмов свободного хода на жесткость и прочность. Сб. "Детали

машин". Вып. 20. Изд. Техника, Киев, 1974.

9. Горин М.П. Муфта свободного хода. Авт. свид. № 228421, "Бюллетень изобретений", 1968, № 31.

10. Горин М.П. Муфта свободного хода. Авт. свид. № 286421, "Бюллетень изобретений", 1970, № 34.

11. Мальцев В.Ф., Горин М.П., Архангельский Г.В. Эксцентриковый механизм свободного хода. Авт. свид. № 311065, "Бюллетень изобретений", 1971, № 24.

12. Горин М.П. Эксцентриковый механизм свободного хода. Авт. свид. № 339696, "Бюллетень изобретений", 1972, № 17.

13. Мальцев В.Ф., Горин М.П., Архангельский Г.В. Муфта свободного хода. Авт. свид. № 421821, "Бюллетень изобретений", 1974, № 12.

Основные положения диссертации докладывались:

1. На первой научно-технической конференции по инерционным преобразователям и механизмам передачи вращающего момента, Челябинск, 1969.

2. На четвертой всесоюзной научно-технической конференции по вариаторам и передачам гибкой связью. Одесса, 1972.

3. На первой всесоюзной научно-технической конференции по инерционно-импульсным механизмам, приводам и устройствам. Челябинск, 1972.

4. На постоянно-действующем семинаре по регулируемым приводам и механизмам свободного хода. Одесса, 1971-1973.

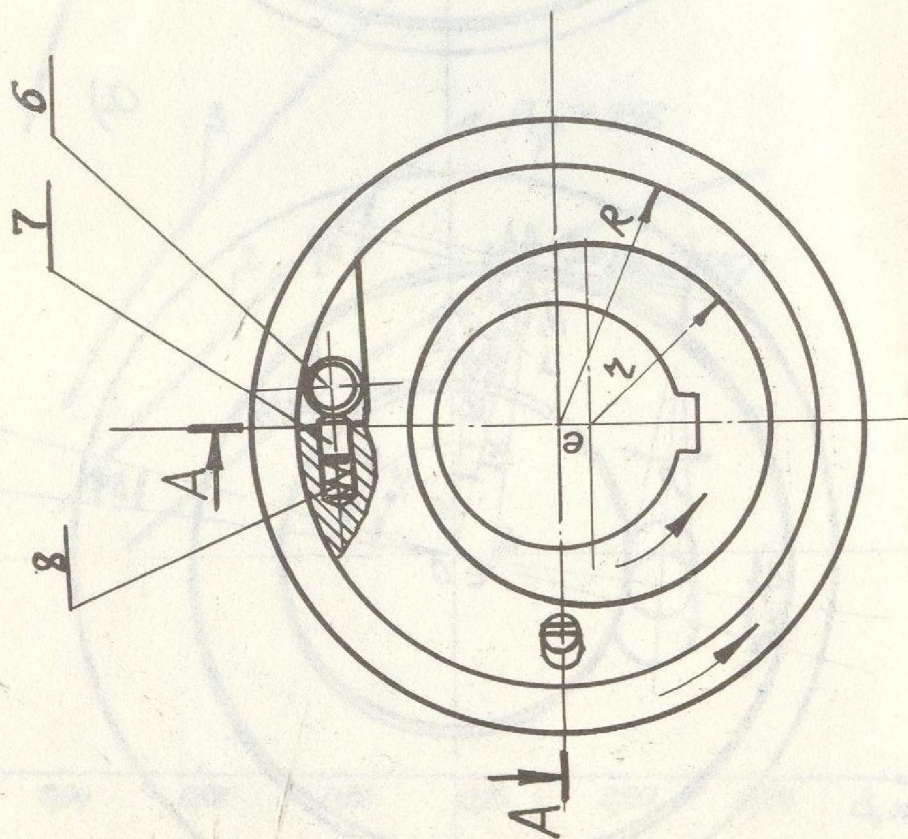
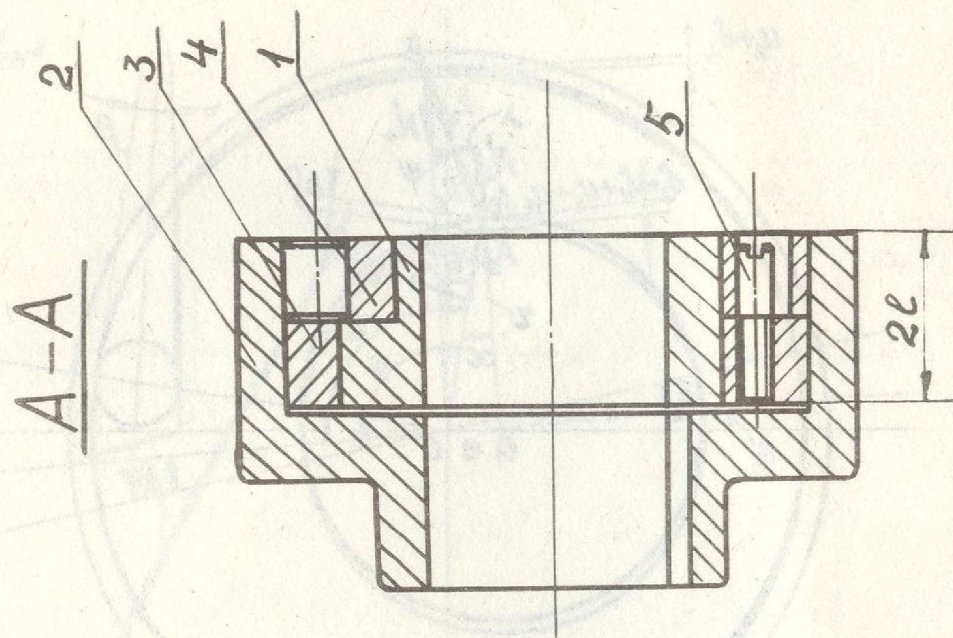


Рис. 1

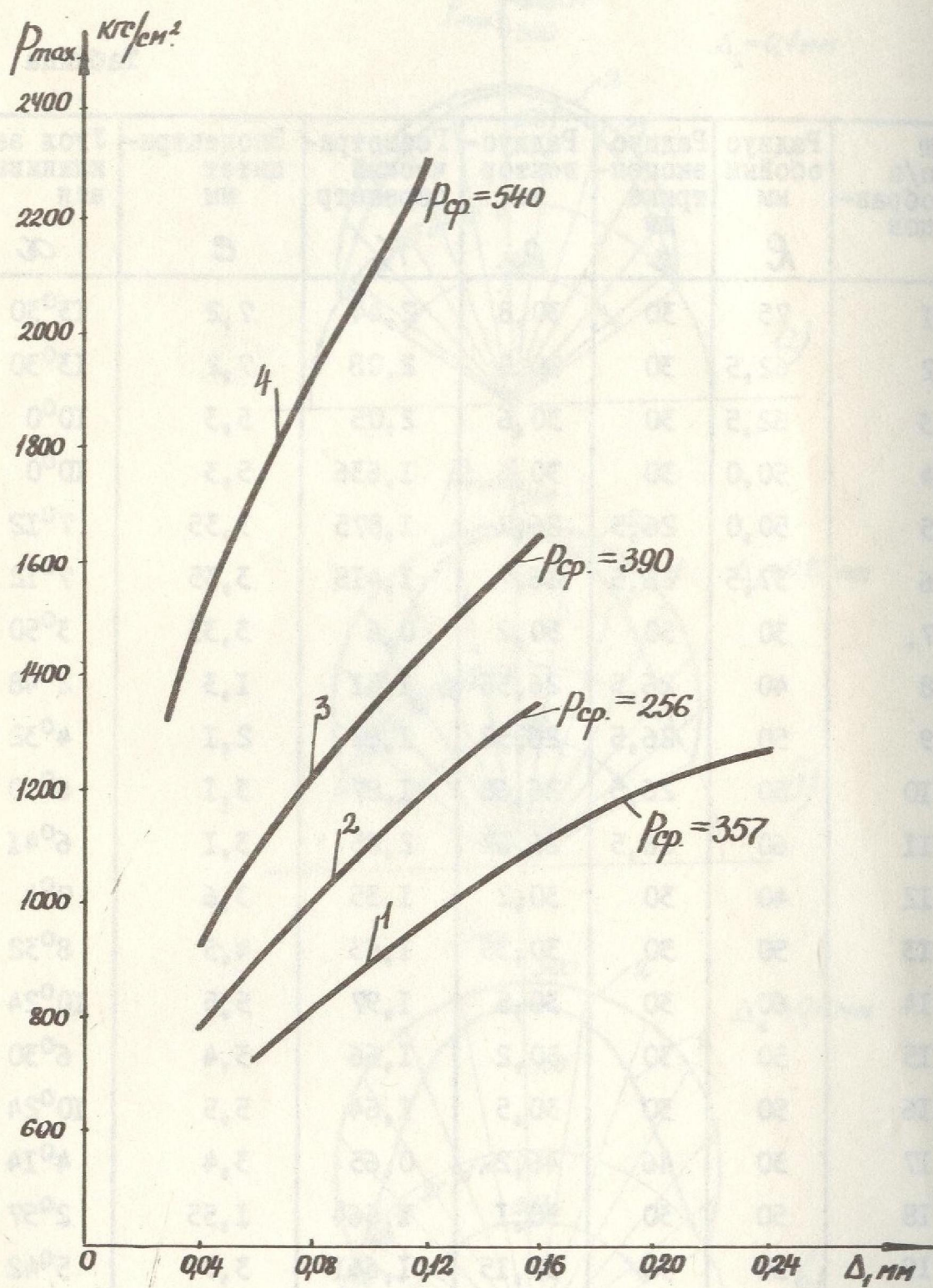


Рис. 3

Таблица

№ п/п образ- цов	Радиус обоймы мм R	Радиус эксцен- трика мм r	Радиус- вектор мм ρ	Геометри- ческий параметр K	Эксцентри- цитет мм e	Угол за- клинива- ния α
I	75	30	30,8	2,44	7,2	13°30
2	62,5	30	30,8	2,03	7,2	13°30
3	62,5	30	30,6	2,05	5,3	10°0
4	50,0	30	30,6	1,636	5,3	10°0
5	50,0	26,5	26,7	1,875	3,35	7°12
6	37,5	26,5	26,7	1,415	3,35	7°12
7.	30	50	50,2	0,6	3,35	3°50
8	40	26,5	26,56	1,51	1,3	2°48
9	50	26,5	26,58	1,88	2,1	4°32
10	50	26,5	26,68	1,87	3,1	6°40
11	60	26,5	26,62	2,25	3,1	6°41
12	40	30	30,2	1,35	3,6	7°4
13	50	30	30,35	1,63	4,5	8°32
14	60	30	30,5	1,97	5,5	10°24
15	50	30	30,2	1,66	3,4	6°30
16	50	30	30,5	1,64	5,5	10°24
17	30	46	46,2	0,65	3,4	4°14
18	50	30	30,1	1,664	1,55	2°57
19	50	30	30,15	1,661	3,0	5°42
20	50	30	30,2	1,657	3,4	6°28
21	50	30	30,4	1,645	4,6	8°44
22	50	30	30,5	1,64	5,5	10°24

