



РОССИЙСКОЕ АГЕНТСТВО
 ПО ПАТЕНТАМ И ТОВАРНЫМ ЗНАКАМ

(12) ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ К ПАТЕНТУ

(21), (22) Заявка: 5030070/28, 27.02.1992

(46) Опубликовано: 27.03.1998

(56) Список документов, цитированных в отчете о поиске: **Справочник машиностроителя**, т.1, под ред. Ачеркана. -М.: Машгиз, 1960, с.458, рис.35.

(71) Заявитель(и):

Белорусская государственная политехническая академия (BY)

(72) Автор(ы):

Филонов Игорь Павлович [BY],
 Черкас Александр Адамович [BY]

(73) Патентообладатель(ли):

Белорусская государственная политехническая академия (BY)

(54) СПОСОБ ПОВЫШЕНИЯ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ДЕТАЛЕЙ ПОДВИЖНЫХ СОЕДИНЕНИЙ МЕХАНИЗМОВ МАШИН

(57) Реферат:

Сущность изобретения: способ повышения долговечности деталей подвижных соединений механизмов машин заключается в том, что перед приведением соединения "вал - втулка" в движение определяют длину b и $г$ одной из деталей соединения и рассчитывают коэффициент износа K детали из зависимости $K=Y/P_{cp}$, где P_{cp} - среднее давление в соединении за цикл, равное $\frac{2Q_{cp}}{пвч}$, где

Q_{cp} - среднеарифметическое значение силы реакции в соединении за цикл, Y - интенсивность изнашивания, а цикл - время одного оборота вала, перед определением распределения износа трущейся поверхности разбивают трущуюся поверхность детали на i участков и определяют износ в точках на границе каждого участка из зависимости

$$u_{i,i+1} = \frac{2KN_{ц}}{4ПВ} \int_0^{2\pi} Q(\varphi) \left| \frac{V_{ск}}{\omega_1} \right| \cos \alpha d\varphi_1$$

где $d\varphi_1$ - приращение угла поворота вала машины; $N_{ц}$ - заданное расчетное число циклов нагружения; $V_{ск} = V_1 - V_2$ - абсолютные линейные скорости в

точке их соприкосновения; α - угловая координата точки, лежащей на трущейся поверхности детали в системе координат, связанной с соединением, определяют суммарный износ $U_{сум}$ трущейся поверхности, как сумму износа в точках на границе каждого участка, средний износ $U_{i,i+1}^{cp}$ из зависимости

$$U_{i,i+1}^{cp} = \frac{U_i + U_{i+1}}{2}$$

суммарный износ $U_{сум}^{cp}$ из

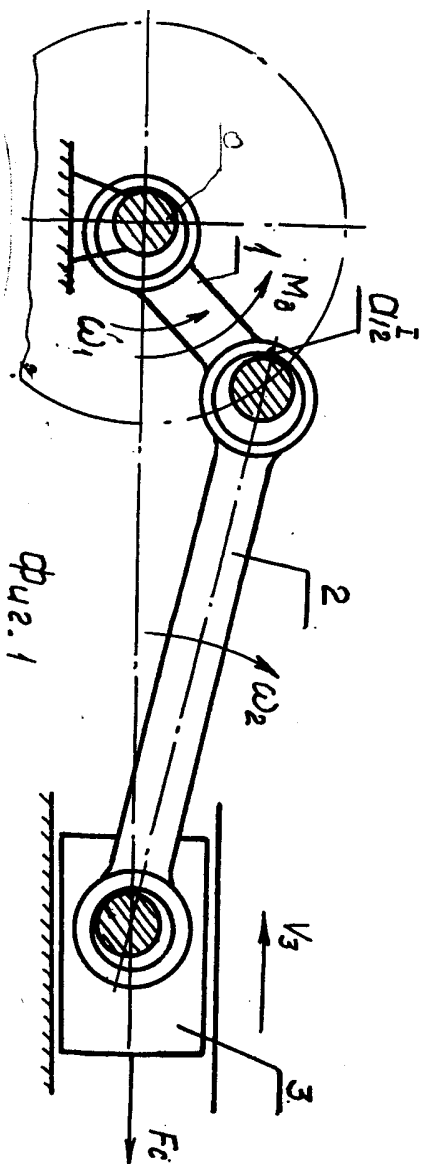
зависимости $U_{сум}^{cp} = \frac{U_{сум}}{i}$ и коэффициент

износа K_i на каждом участке из зависимости $\left(\frac{U_{сум}^{cp}}{U_{сум}} \cdot K \right)$, по которому судят о $K_i = \frac{\left(\frac{U_{сум}^{cp}}{U_{сум}} \cdot K \right)}{U_{i,i+1}}$

распределению износа, а нанесение покрытия осуществляют в зависимости от величины K_i , причем на участках с большим K_i наносят более износостойкое покрытие, все операции повторяют для другого элемента соединения. 1 з.п.ф-лы, 12 ил., 1 табл.

RU 2 107 902 C1

RU 2 107 902 C1





RUSSIAN AGENCY
FOR PATENTS AND TRADEMARKS

(19) **RU** ⁽¹¹⁾ **2 107 902** ⁽¹³⁾ **C1**
(51) Int. Cl. ⁶ **G 01 N 3/56**

(12) **ABSTRACT OF INVENTION**

(21), (22) Application: 5030070/28, 27.02.1992

(46) Date of publication: 27.03.1998

(71) Applicant(s):
**Belorusskaja gosudarstvennaja
politehnicheskaja akademija (BY)**

(72) Inventor(s):
**Filonov Igor' Pavlovich[BY],
Cherkas Aleksandr Adamovich[BY]**

(73) Proprietor(s):
**Belorusskaja gosudarstvennaja
politehnicheskaja akademija (BY)**

(54) **METHOD INCREASING DURABILITY OF PARTS OF MOVABLE JOINTS OF MECHANISMS IN MACHINES**

(57) Abstract:

FIELD: mechanical engineering. SUBSTANCE: method involves determination of length b and radius r of one of parts of joint before "shaft-bushing" joint is set in motion and in calculation of wear coefficient K of part from dependence $K = l/P_{av.pr.}$, where $P_{av.pr.}$ is average pressure in joint per cycle equal to $2Q_{av.r.}/\pi br.$, where $Q_{av.r.}$ is arithmetic mean of reaction force in joint per cycle; J is intensity of wear-out and cycle is time of one revolution of shaft. Before determination of distribution of wear-out of friction surface this surface of part is divided into i sections and wear-out is found in points on boundary of each section from dependence

$$u_{i,i+1} = \frac{2KN_c}{r\pi b} \int_0^{2\pi} Q(\varphi) \left| \frac{v_{ck}}{\omega_1} \right| \cos \alpha d\varphi_1$$

where $d\varphi_1$ is increment of turning angle of shaft of machine; N_c is specified calculated number of loading cycles; $v_{ck} = V_1 - V_2$ are absolute linear velocity in point of contact; α is angular coordinate of point lying on friction surface of part in system of coordinates coupled to joint. Summary

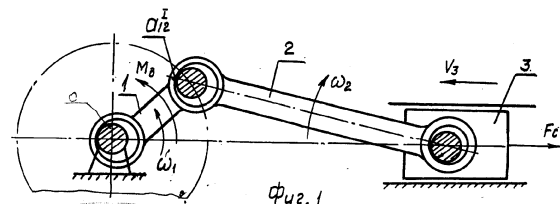
wear-out U_{sum} of friction surface is defined as sum of wear-outs in points on boundary of each section, average wear-out $U_{i,i+1}^{av}$ is found from dependence

$$U_{i,i+1}^{av} = \frac{U_i + U_{i+1}}{2}, \text{ average}$$

summary U_{sum}^{av} and wear coefficient K_i in each section is obtained from dependence

$$K_i = \frac{U_{sum}^{av} \cdot K}{U_{i,i+1}}$$

which distribution of wear-out is evaluated. Deposition of coat is carried out depending on value K_i . Sections having greater K_i are deposited with more wear resistant coat. Then all these operations are repeated for another member of joint. EFFECT: increased durability of parts of movable joints. 2 cl, 12 dwg, 1 tbl



RU 2 107 902 C1

RU 2 107 902 C1

Изобретение относится к машиностроению и может быть использовано при нанесении износостойких покрытий на трущиеся поверхности деталей, входящих во вращательные кинематические пары механизмов рабочих машин.

Наиболее близким к изобретению является способ, учитывающий распределение износа трущихся поверхностей звеньев механизмов, входящих во вращательную кинематическую пару. Характер изношенных поверхностей в этих случаях определяется нагрузкой (давлением) в зоне контакта и направлением прижимного усилия по отношению к подвижной или неподвижной деталям звеньев.

Однако в рассмотренных примерах не учитывается закон относительного вращения деталей, входящих в кинематическую пару. Как известно закон относительного вращения звеньев зависит от типа механизма и соотношения размеров подвижных звеньев. В рассмотренном способе не учитывается также характер изменения сил в подвижных соединениях. Как известно силовое взаимодействие определяется не только кинематикой (аналогами скоростей и ускорений), но и соотношениями сил движущих и сил полезного сопротивления. Речь идет от том, что реакции в кинематических парах механизмов машин в каждом конкретном значении обобщенной координаты (угла поворота приводного вала) будут различными. Определение их значений в каждом таком положении требует учета индивидуальных особенностей силового взаимодействия отдельных звеньев, их веста, кинематических особенностей относительного движения, а также сил трения в подвижных соединениях. Кроме этого, требуется также учитывать как силы движущие, так и силы технологического (полезного) сопротивления. Другими словами, в отличие от рассмотренного предлагается в оценку конфигурации изношенных поверхностей положить не механизм, а так называемый машинный агрегат, объединяющий в себе привод (двигатель, коробку скоростей), исполнительный механизм, к выходному звену которого приложена сила технологического сопротивления. Иначе говоря, предлагается в основу оценки эпюры износа трущихся поверхностей детали положить силовые, кинематические, массовые и геометрические характеристик конкретной рабочей машины с конкретным двигателем. Такой подход позволит более точно выявить особенности износа трущихся поверхностей подвижных звеньев. Кроме этого, представляется также возможность особенности износа каждой кинематической пары в отдельности. Это в свою очередь, позволяет решить не только проблемы повышения долговечности за счет выявления износа наиболее интенсивно изнашивающихся соединений но и, что немаловажно, решить проблему равноресурсности по износу всех кинематических мер механизмов, входящий в конкретную машину, например, путем формирования износостойких покрытий с различным значением их коэффициентов износа.

Для достижения такого повышения долговечности предлагаются износостойкие покрытия, наносимые на трущиеся поверхности деталей в поперечном направлении, наносить в соответствии с эпюрами их износа так, чтобы на участки поверхности и большим износом наносить покрытия, отличающиеся большей износостойкостью и наоборот. При этом, как отмечалось ранее, при оценке конфигурации изношенных поверхностей подвижных соединений звеньев скорости скольжения и давление в них определяются с учетом кинематических и динамических характеристик машины в целом, т.е. с учетом характеристики приводного двигателя и силы технологического сопротивления.

Ко всему сказанному предлагается учитывать также то, что обобщенная скорость машины (скорость вращения ее главного приводного вала) внутри цикла не остается постоянной, а изменяется. Неравномерность вращения приводного вала машины (неравномерность угловой скорости ω_1 , например, кривошипа (см. фиг. 1-4) предлагается учитывать тем, что действительное значение ω_1 определяют, рассматривая динамику всей машины (машинного агрегата).

Решение уравнения движения в дифференциальной или интегральной формах позволяет определить скорость ω_1 и ускорение ε_1 . Действительные же скорости V_{si} и ускорения a_{si} точек, совпадающих с центрами масс S_i подвижных звеньев, а также угловые

скорости и ускорение ε_i этих звеньев определяются по формулам:

$$v_{si} = \omega_1 \cdot i_{si};$$

$$a_{si} = \omega_1^2 \cdot i'_{si} + \varepsilon_1 \cdot i_{si};$$

5

$$\omega_i = \omega_1 \cdot i_{i1} + \varepsilon_1 \cdot i'_{i1};$$

$$\varepsilon_i = \omega_1^2 \cdot i''_{i1} + \varepsilon_1 \cdot i'_{i1},$$

10 где ω_1, ε_1 - обобщенные скорость и ускорение (скорости и ускорение кривошипа, определенные в результате решения динамических уравнений); i_{si}, i'_{si} - аналоги

скорости и ускорения центра масс i -того звена.

15 Таким образом, определив действительные ускорения звеньев механизма, представляется возможным учесть и действительные значения сил инерции. Этим самым представляется возможность отразить особенности влияния выполняемой технологической операции и характеристики приводного двигателя на характер износа трущихся

поверхностей конкретного исполнительного механизма. На фиг. 1-4 схематично даны особенности контактного взаимодействия трущихся поверхностей подвижных соединений.

20 На фиг. 1 схематично показано положение точек (зон) контакта подвижных соединений в процессе преобразования движения. Например, общая точка контакта a^{12} (см. фиг. 1) перемещается в положение a^{12}_{II} (см. фиг. 2) и далее в положение a^{12}_{III} (см. фиг. 3), и еще

25 далее в положение a^{12}_{IV} (см. фиг. 4). Рассмотренный пример (фиг. 1 - фиг. 4) отражает схематично закономерности контактного взаимодействия звеньев, входящих во вращательные кинематические пары при наличии F_c сопротивления, приложенной к звену 3 и момента движущих сил M_g , приложенного к звену 1. Поэтому нетрудно представить себе, что ко всему сказанному при оценке износа звеньев, входящих во вращательные

30 кинематические пары, следует учитывать также и соотношение сил как движущих, так и сил сопротивления. В каждом отдельном случае должны учитываться как силы сопротивления и силы (моменты сил) движущие, так и силы веса звеньев и инерционные силы и моменты. Следует отметить также, что в процессе изнашивания (с учетом

35 вышеперечисленных параметров) меняется и конфигурация трущихся деталей, входящих в кинематические пары. При этом для каждого конкретного случая, а именно:

- для конкретной технологической операции;
- для конкретного приводного двигателя;
- типа исполнительного механизма машины;
- размеров его звеньев;
- массовых характеристик подвижных звеньев

40 конфигурация изношенных поверхностей трущихся деталей будет вполне определенной. Другими словами, зазоры в подвижных соединениях, образованные износом, должны быть определены моделированием процесса изнашивания с учетом

45 вышеперечисленных параметров. Конечно же время (количество циклов), в течение которого происходит образование одинаковых зазоров во всех кинематических парах, будет разным. Поэтому встает вопрос о распределении износостойкости трущихся деталей, обеспечивающим одинаковое время (количество циклов), в течение которого все

50 кинематические пары изнашивались бы на одинаковую величину. Этим самым достигается равный ресурс выработки по износу всех подвижных соединений машины. Часто требуется увеличить износостойкость отдельной кинематической пары, как наиболее нагруженной и быстро изнашивающейся. В этом случае требуется знать характер износа такого соединения, обусловленный вышеперечисленными параметрами.

Таким образом, вопрос о рациональном распределении износостойкости трущихся поверхностей деталей, входящих в кинематические пары подвижных соединений всей машины, должен решаться с учетом массовых, геометрических кинематических

характеристик подвижных звеньев, сил (моментов) движущих и сил (моментов сопротивления).

Рассмотрим пример, поясняющий необходимость такого подхода. Пусть вал 1 (см. фиг. 5) вращается равномерно в подшипнике, т.е. $\omega_1 = \text{const}$, $\omega_2 = 0$, при этом нормальное усилие $\bar{Q}_{12} = \text{const}$. В этом случае $U_1 = \text{const}$ (вал 1 будет изнашиваться равномерно), а U_2 - переменная величина - подшипник будет изнашиваться неравномерно. Через некоторое число циклов работы центр вала переместиться из положения O в положение O_1 , следовательно, износ подшипника 2 в направлении вектора силы \bar{Q}_{12} будет во всех точках рабочей поверхности одинаковым и равным $U_2^{\text{max}} = OO_1$, а в направлении нормали и поверхности трения различным, изменяясь, согласно фиг. 5 по закону косинуса:

$$U_2 = U_2^{\text{max}} \cos \alpha, \quad (1),$$

где α - угловая координата рассматриваемой точки подшипника 2.

Так как скорость скольжения одинакова для всех точек, ($V_{\text{ск}} = \text{const}$) то и закон распределения давления будет косинусоидальным

$$P = P_{\text{max}} \cos \alpha. \quad (2).$$

Для определения максимального давления P_{max} в точке, находящейся на линии действия силы \bar{Q}_{12} , рассмотрим элементарную площадку на втулке подшипника шириной $dS = r d\alpha$ и длиной b (b - размер, перпендикулярный плоскости чертежа).

Элементарная сила в направлении нормали к поверхности трения, приложенная к валу (см. фиг. 5), определяется так:

$$dQ_{21}^n = P b dS = P_{\text{max}} b r \cos \alpha \cdot d\alpha.$$

Сила \bar{Q}_{12} уравновешена суммой проекций сил dQ_{21}^n на ось y , поэтому

$$Q_{\Sigma} = Q_{12} = P_{\text{max}} b r \int_{-\frac{\pi}{2}}^{\frac{\pi}{2}} \cos^2 \alpha d\alpha = P_{\text{max}} b r \frac{\pi}{2}, \quad (3)$$

откуда

$$P_{\text{max}} = \frac{2Q_{12}}{\pi b r} \cos \alpha \quad (4)$$

тогда уравнение 2 примет вид

$$P = \frac{2Q_{12}}{\pi b r} \cos \alpha \quad (5)$$

Рассмотренный пример может быть использован только для оценки износа соединения кривошипа 1 со станиной 0 (см. фиг. 1-4) и то с большими погрешностями. Для случая, например, вращательной пары 1-2 рычажного механизма с обобщенной координатной Y_1 (фиг. 6) при переменной по модулю и направлению Q_{12} формула (5) должна применяться для каждого мгновенного положения. Поэтому при определении одного из элементов пары (например, звена 1 в некоторой точке a) нужно знать угловую координату J_{21} (см. фиг. 6) и угловую координату $\alpha_{21} = \alpha_{21}(\varphi_{21})$ вектора силы \bar{Q}_{21} ,

приложенной к этому звену со стороны звена 2, а также в системе координат $X_1 O_1 Y_1$, связанной со звеном 1, - угловую координату β используемой точки a_1 .

Тогда давление P в точке a_1 определится по формулам (2), (4)

$$P = P_{\text{max}} \cos \alpha^{(1)}, \quad (6),$$

где

$$P_{\max} = \frac{2Q_{21}}{\pi br} \quad (7)$$

а угловая координата $\alpha = \alpha^{(2)}$ рассматриваемой точки, например, в системе координат X_2, O_2, Y_2 измеряется от направления вектора силы \vec{Q}_{21} , согласно фиг. 6,

определяется по формуле

$$\alpha = \alpha^{(2)} = \alpha_{21} - \beta_2 + \varphi_{21} \quad (8)$$

В системе координат $X_1 O_1 Y_1$ координат имеет вид

$$\alpha = \alpha^{(1)} = \alpha_{21} - \beta_1 \quad (9)$$

Как видно из фиг.6, связь между углами β в неподвижной системе координат ХОУ, β_1 и β_2 определится выражением

$$\beta - \beta_2 = \varphi_2 \quad (10)$$

или

$$\beta - \beta_1 = \varphi_1 \quad (11)$$

Таким образом координата $\alpha^{(1)}$ для построения эпюры $u_1 = f(\alpha)$ износа первого звена и $\alpha^{(2)}$ для построения эпюры износа второго позволяет определить характер износа звеньев в системах, связанных со звеньями. При этом, если $|\alpha| > \pi/2$, то $p=0$.

В этом случае имеет место разрыв контакта. Угол α_{21} вектора силы \vec{Q}_{21} и \vec{Q}_{12} в

подвижных системах координат или в неподвижной определяется по методике, изложенной выше. Если звено 2 входит во вращательную кинематическую пару со звеном 3, то методика определения соответствующих координат остается в силе, меняются только соответствующие индексы. Если же звено 2 входит во вращательную кинематическую пару со звеном, совершающим поступательное движение, то угловые координаты имеют вид (см. фиг.7).

$$\alpha = \alpha^{(2)} = \alpha_{32} + \varphi_{23} - \beta_2 \quad (12)$$

$$\alpha = \alpha^{(3)} = \alpha_{32} - \beta_3 \quad (13)$$

При совпадении осей X неподвижной системы координат с осью X_3 системы, связанной с третьим звеном (ползуном) $\beta = \beta_3$ и скоростью скольжения в точках a_2 и a_2 (см. фиг.6) определяется соотношением

$$v_{ск}^{(12)} = \omega_{12} r = (\omega_1 - \omega_2) r \quad (14)$$

Для кинетической пары звено 2 с ползуном 3 (фиг.7) имеем

$$v_{ск}^{(23)} = \omega_{23} r = \omega_2 r \quad (15),$$

т.к. $\omega_3 = 0$.

Если начальное звено механизма обозначено номером 1, то аналог скорости скольжения для вращательной пары 1-2 определится выражением

$$\frac{v_{ск}^{(12)}}{\omega_1} = (1 - i_{21}) r \quad (16)$$

Для схемы соединения звеньев на фиг.7 имеем

$$\frac{v_{ск}^{(23)}}{\omega_1} = i_{21} r \quad (17)$$

Износ в некоторой точке a_1 с координатой β_2 (см. фиг.6) за 1 цикл (чаще всего на 2π) определится совместным решением уравнений (6), (7), (9), (16) и подстановкой их в уравнение $dU = kp V_{ск} dt$, где $dt = d\varphi_1 / \omega_1$. После преобразований получим

$$[u_1^{12}]_{цикл} = \frac{2K_1}{\pi b_1} \int_0^{2\pi} Q_{21} (1 - i_{21}) \cos \alpha^{(1)} d\varphi_1 \quad (18)$$

Для точки a_2 звена 2 с координатой β_2 износ за 1 цикл определится аналогично.

$$\Gamma_{\alpha_2}^{12} \Big|_{\text{цикл}} = \frac{2K_2}{\pi b_2} \int_0^{2\pi} Q_{21} (1 - i_{21}) \cos \alpha^{(2)} d\varphi_1. \quad (19)$$

Здесь $\alpha^{(2)}$ определяется выражением (8) $k_1 k_2$ - коэффициенты износа материалов звеньев 1 и 2, b_1 - ширина (длина) рабочих участков подшипника скольжения. Для вращательной климатической пары, образованной вращающимся звеном и ползуном (фиг.7) имеем:

$$\Gamma_{\alpha_3}^{(23)} \Big|_1 = \frac{2K_2}{\pi b_2} \int_0^{2\pi} Q_{32} |i_{21}| \cos \alpha^{(2)} d\varphi_1 \quad (20)$$

$$\Gamma_{\alpha_3}^{(23)} \Big|_1 = \frac{2K_3}{\pi b_3} \int_0^{2\pi} Q_{32} i_{21} \cos \alpha^{(3)} d\varphi_1 \quad (21)$$

Здесь b_2 - ширина (длина) подшипника скольжения.

В уравнениях (20), (21) углы $\alpha^{(2)}$ и $\alpha^{(3)}$ определяются выражениями (12), (13). Задаваясь рядом значений углов $\beta_1 \beta_2 (\beta_2 \beta_3)$, определяется ряд значений износа и строится эпюра за время, соответствующее $N_{\text{ц}}$ циклом, с использованием формулы

$$U = U_{\text{ц}} \cdot N_{\text{ц}}$$

где $U_{\text{ц}}$ - износ за 1 цикл, $N_{\text{ц}}$ - количество циклов нагружения.

В доказательство того, что вышеперечисленные параметры оказывают существенное влияние на износ трущихся поверхностей, приведем результаты численного исследования, проведенного с использованием ЭВМ, конечной целью которого было построение эпюр распределения ожидаемого износа элементов вращательной пары 2-3 (шатун-поршень).

В качестве исполнительного механизма выбран кривошипно-ползунный механизм вертикальной поршневой машины со следующими геометрическими и массовыми характеристиками (см. фиг.8):

1. $l_1 = 0,086$ м - длина кривошипа;
2. $\lambda_e = l_2/l_1 = 4,85$ - относительная длина шатуна,
3. $\lambda_{S2} = l_{BS2}/l_{BS} = 0,3$ - относительная длина (координата) центра масс шатуна;
4. $\lambda_e = l/l_1 = 0$ - относительный эксцентриситет, определяемый расстояниями между осями X и X_3 ;
5. массы звеньев: $m_1 = 104$ кг, $M_2 = 14$ кг, $m_3 = 12$ кг;
6. приведенный момент инерции привода машины к звену приведения (кривошипу) $J1/n = 9,43$ кгм²;

7. момент инерции шатуна 2 относительно его центра масс $J^{32} = 0,32$ кгм²;

8. Частота вращения кривошипа $n_1 = 12,16$ 1/с.

Значения действительной угловой скорости $\omega_1 = \omega_1(\varphi_1)$ и силы F_c технологического сопротивления $F_c = f(\varphi_1)$ приведены в таблице. Результаты кинематического и силового расчета приведены также в таблице.

Для построения эпюры износа элементов кинематических пар 2-3 необходимы следующие дополнительные исходные данные:

- $d_3 = 0,230$ м - диаметр цилиндра 3,
- $2r = 0,040$ м - диаметр поршневого пальца,
- $b_2 = 0,150$ м - длина рабочей части поршневого пальца,
- $N_{\text{ц}} = 10^8$ - расчетное число циклов.

При частоте вращения кривошипа $n_1 = 12,16$ 1/с = 730 об/м продолжительность работы механизма определится из выражения

$$T = \frac{N_{\text{ц}}}{3600 n_1} = \frac{10^8}{3600 \cdot 12 \cdot 16} = 2300 \text{ r} \quad (23)$$

Среднее давление для пары 2-3 в точках рабочей поверхности, расположенных в плоскости, совпадающей с вектором \vec{Q}_{32} , определим по формуле (7) по

среднеарифметическому значению $P_{\text{ср}}^{(23)}$, подсчитанному по позициям из таблицы.

$$P_{cp}^{(23)} \approx \frac{2Q_{32}^{cp}}{\pi b_2 r} = \frac{2}{N} \sum_{i=1}^n (Q_{32}^i) =$$

$$= \frac{2}{13} (17,48 + \dots + 1,22 + 2,49 + \dots + 17,48) \times$$

$$\times 10^3 \frac{1}{3,14 \cdot 0,15 \cdot 0,02} \approx$$

$$\approx 1,85 \cdot 10^6 \text{ Па} \approx 1,85 \text{ МПа} \quad (24)$$

Примем для пары 2-3 сочетание (подшипниковый сплав-сталь). Тогда для втулки подшипника имеем следующую интенсивность изнашивания $J_{s2} = 4, \bullet 10^{-10}$, для поршневого пальца интенсивность изнашивания $J_{s3} = 1,6 \bullet 10^{-12}$.

Тогда коэффициенты износа определяются следующим образом

$$K_z = \frac{I_{s2}}{P_{cp}^{(23)}} = \frac{4 \cdot 10^{-10}}{1,85 \cdot 10^6} \approx 2,2 \cdot 10^{-16} \quad (25)$$

$$K_3 = \frac{I_{s3}}{P_{cp}^{(23)}} = \frac{1,6 \cdot 10^{-12}}{1,85 \cdot 10^6} \approx 8,6 \cdot 10^{-17}$$

Далее оценка характера износа требует определения его величины в отдельных точках, например, a_2 и a_3 (см. фиг.7), определяемых координатами β_2 и β_3 соответственно. Для этого определяются углы $\alpha^{(2)}$ и $\alpha^{(3)}$ по формулам (12), (13), используя данные, приведенные в таблице для N позиций по углу φ_1 поворота кривошипа (начального звена). Затем $\cos \alpha^{(2)}$ и $\cos \alpha^{(3)}$ при этом, если $\alpha^{(2)}$ или $\alpha^{(3)} \geq \pi/2$, контакт отсутствует и

давление $P=0$.
Далее определяются значения произведений $Q_{32} |i_{21}| \cos \alpha^{(2)}$ и $Q_{32} |i_{21}| \cos \alpha^{(3)}$.

Значение Q_{32} и i_{21} в функции φ , приведены в таблице. Значения $\cos \alpha^{(2)}$ и $\cos \alpha^{(3)}$, как было сказано выше, определяются формулами (12), (13) для конкретных значений углов β_2 и β_3 . В качестве примера определим для вращательной пары 2-3 износ U_2 в точке Q_2 (см. фиг. 7) элемента звена 2 с координатой $\beta_2 = 150^\circ$, измеряемой от оси X_2 . Значения угла $\alpha^{(2)}$, $\cos \alpha^{(2)}$ и произведения $Q_{32} |i_{21}| \cos \alpha^{(2)}$ приведены в таблице. Износ

в точке Q_2 за принятое время T работы определится из соотношений (20), (22) по формуле

$$U_z^{(23)} = \frac{2K_z N}{\pi b_2} \int_0^{2\pi} Q_{32} |i_{21}| \cos \alpha^{(2)} d\varphi_1 \quad (26)$$

Выражение (26), определяющее износ в мкм для рассматриваемого примера примет вид

$$U_z^{(23)} = \frac{2 \cdot 2,2 \cdot 10^{-16} \cdot 10^8 \cdot 10^6}{3,14 \cdot 0,15} \int_0^{2\pi} Q_{32} |i_{21}| \cos \alpha^{(2)} d\varphi_1 =$$

$$= 0,0935 \int_0^{2\pi} Q_{32} |i_{21}| \cos \alpha^{(2)} d\varphi_1 \quad (27)$$

Приближенное значение интеграла в выражении (27) определим суммой площадей прямоугольников, высотой, равной полусумме соседних координат, и шириной $\Delta\varphi = 2\pi/12$ радиан из фиг. 9, построенного по результатам, приведенным в таблице.

В этом случае имеем

$$\int_0^{2\pi} Q_{32} |i_{21}| \cos \alpha^{(2)} d\varphi_1 \approx$$

$$\approx \frac{2\pi}{12} \cdot \frac{1}{2} [(3120+1333)+(1333+0)+(0+0)+$$

$$+(0+325)+\dots+(2980+3120)] = 5730$$

Тогда износ в точке Q_2 за все время работы машины определится как произведение

циклового износа на количество циклов, т.е.

$$U_2^{(23)} = 0,0935 \cdot 5730 \approx 0,54 \text{ мкм} .$$

Аналогично определяют износ в других точках Q_2 , фиксированных в системе координат $X_2O_2Y_2$ с помощью угла $\alpha^{(2)}$, определяемого по формуле (12) с другими значениями β_2 .

На фиг. 10 построена эпюра износа рабочей поверхности звена 2, охватывающая зону 180° при $60^\circ \leq \beta \leq 240^\circ$ (см. фиг. 7). Суммарный износ рабочей поверхности поршневого пальца определяется суммой износов в отдельных ее зонах. Считая износ в зонах, разбитых на $30^\circ \rightarrow \frac{\pi}{6}$, постоянным (см. фиг. 10), получим

$$\begin{aligned} [U_2^{(23)}]_{\text{сум}} &= [U_2^{(23)}]_{\text{ср}}^{(1)} + \\ &+ [U_2^{(23)}]_{\text{ср}}^{(2)} + \dots + [U_2^{(23)}]_{\text{ср}}^{(6)} = 0,17 + 0,41 + 0,54 + \\ &+ 0,54 + 0,42 + 0,16 = 2,2 \text{ мкм} \quad (28) \end{aligned}$$

полученный линейный износ характеризует потерю размера рабочей поверхности поршневого пальца. При оценке массового или весового износа общий объем продуктов износа пропорционален 2,2 мкм. Объем же продуктов износа по выделенным участкам рабочей поверхности пропорционален высотам соответствующих прямоугольников на фиг. 10. Поэтому цель изобретения может быть достигнута выравниванием износа отдельных

участков рабочей поверхности в соответствии с требуемым (напередзаданным) износом. В рассматриваемом примере требуемым будем считать равномерный износ по всей

поверхности $[U_2^{(23)}]_8$ (см. фиг. 10). Как известно, форма (конфигурация) изношенной поверхности определяет закон перераспределения давления в зоне контакта трущихся поверхностей. Поэтому повышение долговечности подвижных соединений машины может быть достигнуто и при неравномерном, и другом наперед заданном их износе, обеспечивающем выравнивание давления. Однако в том и другом случае желательно не увеличивать общий (суммарный) объем продуктов износа (суммарный линейный износ).

Здесь требуется более благоприятное его распределение по отношению к тому, который был получен при принятом неизменном значении коэффициента износа K (в нашем примере $K_2 = 2,2 \cdot 10^{-16}$). Таким образом, задача сводится к тому, чтобы суммарный

полученный неравномерный износ $[U_2^{(23)}]_{\text{сум}} = 2,2$ мкм определялся бы суммой износов такого же количества участков рабочей поверхности с равномерным их износом. Это означает, что площадь, ограниченная кривой фиг. 10, должна быть равна площади

прямоугольника шириной π и высотой $[U_2^{(23)}]_{\text{ср}}$, определяемой из соотношения

$$[U_2^{(23)}]_{\text{ср}} = \frac{1}{\pi} \int_0^{\pi} U_2^{(23)} d\varphi_1 \quad (29)$$

Заменяя площадь под кривой $U_2^{(23)}$ суммой площадей прямоугольников, получим

$$\int_0^{\pi} U_2^{(23)} d\varphi_1 \approx \frac{\pi}{6} (0,17 + \dots + 0,16) = \frac{2,2 \cdot 3,14}{6} = 1,15$$

С учетом последнего соотношения, выражение (29) дает:

$$[U_2^{(23)}]_{\text{ср}} = \frac{1,15}{3,14} = 0,366 \text{ мкм} .$$

Из фиг. 10 видно, что каждый участок поверхности в пределах выбранного

значения $\Delta\varphi$ изнашивается в соответствии с высотами прямоугольников $[U_2^{(23)}]_i$. Задача же сводится к обеспечению условий равномерного износа, определяемого высотой

прямоугольника $[U_2^{(23)}]_{\text{ср}}$. Таким образом, равномерность износа всей рабочей поверхности требует того, чтобы величина $[U_2^{(23)}]_{\text{сум}} = 2,2$ мкм определялась бы суммой равных износов

$$[U_2^{(23)}]_{cp}^i = \frac{[U_2^{(23)}]_{сум}}{6} \approx \frac{2,2}{6} \approx 0,366 = [U_2^{(23)}]_{cp} \quad (30)$$

5 Такое выравнивание можно произвести путем перераспределения коэффициента износа K_2^i по выбранным участкам (см. фиг. 10). В основу такого выравнивания можно положить то, что выровненный средний износ $[U_2^{(23)}]_{cp}^i$ на каждом участке равен среднему износу $[U_2^{(23)}]_{cp}$ на всей рабочей поверхности (см. соотношение 30).

10 Примем среднее значение силы $[Q_{32}^{(\phi),i,i+1}]_{cp}$ реакции во вращательной паре 2 равным среднеарифметическому значению силы Q_{32}^{cp} , подсчитанному по N позициям из таблицы, тогда

$$15 [Q_{32}^{(\Delta\phi)}]_{cp}^{i,i+1} = Q_{32}^{cp} = \frac{1}{13} (17,48 + 1,22 + \dots + 18,85 + 17,48) = 8,72 \text{ кН}$$

В соответствии формулой (26) может записать следующие выражения, определяющие износ:

$$20 [U_2^{(23)}]^{(i)} \text{ и } [U_2^{(23)}]_{cp}^{(i)} = [U_2^{(23)}]_{cp}$$

$$[U_2^{(23)}]^{(i)} = \frac{2K_2^i N}{\pi b_2} [Q_{32}^{(\Delta\phi)}]_{i,i+1} \cdot \Delta\phi$$

$$25 [U_2^{(23)}]_{cp}^{(i)} = [U_2^{(23)}]_{cp} = \frac{2K_2^{(i)} N}{\pi b_2} [Q_{32}^{(\Delta\phi)}]_{cp}^{i,i+1} \cdot \Delta\phi$$

Из следующих соотношений получим

$$\frac{[U_2^{(23)}]_{cp}^i}{[U_2^{(23)}]_{cp}} = \frac{K_2^i}{K_2^i}$$

30 или окончательно имеем

$$K_2^i = \frac{[U_2^{(23)}]_{cp} \cdot K_2}{[U_2^{(23)}]_{cp}^i} \quad (31)$$

35 Соотношение (31) позволяет получить закон распределения коэффициента износа K_2^i по рабочей поверхности, обеспечивающий ее заданный равномерный износ всей поверхности при условиях, обеспечивающих неравномерное изнашивание отдельных ее участков. Оно позволяет "управлять" конфигурацией изношенной поверхности, выравнивая эпюру распределения износа на отдельных участках и тем самым получать желаемую

40 эпюру распределения путем подбора коэффициентов износа.

Для рассматриваемого примера с учетом принятого допущения о том, что

$$[Q_{32}^{(\Delta\phi)}]_{cp}^{i,i+1} = Q_{32}^{cp} = \text{const} = 8,72 \text{ кН},$$

$$[U_2^{(23)}]_{cp} = 0,366 \text{ мкм},$$

45 а также значений $[U_2^{(23)}]_{cp}^i$ в соответствии с фиг. 10 выражение (31) дает:

50

$$K_2^{(1)} = \frac{0,366}{0,17} \cdot 2,2 \cdot 10^{-16} = 2 \cdot 15 \cdot 2,2 \cdot 10^{-16} =$$

$$= 4,74 \cdot 10^{-16}$$

$$5 \quad K_2^{(1)} = \frac{0,366 \cdot 2,2 \cdot 10^{-16}}{0,17} = \frac{0,805 \cdot 10^{-16}}{0,17} = 4,74 \cdot 10^{-16}$$

$$K_2^{(2)} = \frac{0,805 \cdot 10^{-16}}{0,41} = 1,96 \cdot 10^{-16}$$

$$10 \quad K_2^{(3)} = \frac{0,805 \cdot 10^{-16}}{0,5} = 1,61 \cdot 10^{-16}$$

$$K_2^{(4)} = \frac{0,805 \cdot 10^{-16}}{0,54} = 1,49 \cdot 10^{-16}$$

$$K_2^{(5)} = \frac{0,805 \cdot 10^{-16}}{0,42} = 1,92 \cdot 10^{-16}$$

$$15 \quad K_2^{(6)} = \frac{0,805 \cdot 10^{-16}}{0,16} = 5,02 \cdot 10^{-16}$$

На фиг. 11 представлено коэффициентов K_2^i износа, обеспечивающее принятое равномерное распределение износа по рабочей поверхности поршневого пальца в поперечном направлении.

20 Физический смысл коэффициента K_2 в формуле (20) раскрыт на стр. 7. Как видно из формулы (20), чем большее значение имеет K_2 , тем больший износ рабочей поверхности. Поэтому, чем большее значение имеет коэффициент $[K_2^{(i)}]^i$, подсчитанный по формуле (31) (см. фиг. 10, 11), на каком-либо участке $\Delta\varphi$ тем более износостойкий материал

25 требуется нанести на данный участок по сравнению с другими участками. Таким образом, распределение износостойкости покрытия, наносимого на рабочую поверхность поршневого пальца в соответствии с полученными значениями коэффициентов $[K_2^{(i)}]^i$ износа по участкам 1...6, приводит к выполнению поставленной цели.

В данном примере это означает, что вся поверхность в среднем изнашивается на 2,2 мкм с износом на каждом участке по 0,366 мкм. Это означает, что общий объем наносимого износостойкого покрытия остается постоянным, но перераспределяется по отдельным участкам в соответствии с фиг. 11.

35 Пусть в соответствии с рассматриваемым примером при длине поршневого пальца $b_2 = 150$ мм и диаметре $2r=40$ мм и износе его рабочей поверхности на $[U_2^{(23)}]_{\text{сум}} = 2,2$ мкм объем продуктов износа составит

$$V = \pi \cdot r \cdot b_2 [U_2^{(23)}]_{\text{сум}} =$$

$$= 3,14 \cdot 0,02 \cdot 0,15 \cdot 2,2 \cdot 10^{-6} = 2,08 \cdot 10^{-9} \text{ м}^3$$

40 Этот объем износостойкого материала может быть использован для восстановления изношенной поверхности с перераспределением его по зонам в соответствии с фиг. 11 из условий

$$2,08 \cdot 10^{-9} \rightarrow 2,2$$

$$X_v^i \rightarrow [K_2^{(\Delta\varphi)}]^{(i)}$$

45 или объем износостойкого материала X_v^i по участкам распределится в соответствии с формулой

$$X_v^i = \frac{2,08 \cdot 10^{-9} [K_2^{(\Delta\varphi)}]^{(i)}}{2,2} =$$

$$50 \quad = [K_2^{(\Delta\varphi)}]^{(i)} \cdot 0,945 \cdot 10^{-9} \text{ м}^3$$

В рассматриваемом примере предполагалось равномерное распределение износа вдоль длины l_2 рабочей поверхности поршневого пальца.

Если же в результате, например, неравномерного распределения давления, обусловленного изменением точки приложения реактивной силы вдоль оси, рабочая поверхность пальца изнашивается неравномерно (см. фиг. 12), то алгоритм достижения равномерного износа остается прежним.

5 В этом случае формула (31) будет иметь тот же вид, но входящие в нее параметры будут относиться к продольному (осевому) измерению, т.е.

$$\langle K_2^i \rangle_{\text{прод}} = \frac{[U_2^{(23)}]_{\text{прод}}^{\text{ср}} \cdot K_2}{[U_2^{(23)}]_{\text{прод}}^i} \quad (32)$$

10 где (K_2^i) - коэффициент износа i -того участка рабочей поверхности поршневого пальца в осевом направлении;

$[U_2^{(23)}]_{\text{ср}}^{\text{прод}}$ - средний постоянный износ рабочей поверхности, соответствующий выбранному коэффициенту K_2 износа;

15 $[U_2^{(23)}]_{\text{прод}}^i$ - износ i -того участка рабочей поверхности в продольном направлении.

Если предложенный алгоритм будет использован для выравнивания износа всех подвижных соединений исполнительного механизма машины при выбранном первоначальном одинаковом для всех коэффициентов износостойкости, то после перераспределения коэффициента износостойкости все подвижные соединения изнашиваются равномерно на определенную (известную) величину за одно и то же время T работы машины (за одно и то же количество циклов нагружения). В этом случае при определении среднего суммарного износа по предлагаемой методике будет выявлено слабое звено (подверженное наибольшему износу за время работы машины). Это дает возможность ранжировать по степени изнашивания все подвижные соединения машины. После этого, используя предлагаемый способ перераспределения коэффициентов износа, достигается равноресурсность всех подвижных соединений машины по износу их рабочих поверхностей.

Формула изобретения

30 Способ повышения долговечности деталей подвижных соединений механизмом машин, заключающийся в том, что соединение типа "вал-втулка" приводят в движение, определяют давление на трущейся поверхности и направление прижимного усилия и определяют распределение износа трущейся поверхности, с учетом которого наносят на трущиеся поверхности износостойкое покрытие, отличающийся тем, что, перед приведением соединения в движение, определяют длину b и радиус r одной из деталей соединения и рассчитывают коэффициент износа K детали из зависимости $K = J/P_{\text{ср}}$, где $P_{\text{ср}}$ - среднее давление в соединении за цикл, равное $2Q_{\text{ср}}/\pi br$, где $Q_{\text{ср}}$ - среднеарифметическое значение силы реакции в соединении за цикл, J - интенсивность изнашивания, а цикл - время одного оборота вала, перед определением износа трущейся поверхности разбивают трущуюся поверхность детали на i участков и определяют износ в точках на границе каждого участка из зависимости

$$U_{i, i+1} = \frac{2KN_{\text{ц}}}{4\pi b} \int_0^{2\pi} Q(\varphi) \left(\frac{V_{\text{ск}}}{\omega_1} \right) \cos \alpha d\varphi_1,$$

45 где $d\varphi_1$ - приращение угла поворота вала машины;

$N_{\text{ц}}$ - заданное расчетное число циклов нагружения;

$V_{\text{ск}} = V_1 - V_2$ - скорость скольжения на трущейся поверхности детали;

$V_1 - V_2$ - абсолютные линейные скорости в точке их соприкосновения;

50 α - угловая координата точки, лежащей на трущейся поверхности детали в системе координат, связанной с соединением,

определяют суммарный износ $U_{\text{сум}}$ трущейся поверхности как сумму износа в точках на границе каждого участка, средний износ $U_{i, i+1}^{\text{ср}}$ из зависимости

$$U_{i,i+1}^{cp} = \frac{U_i + U_{i+1}}{2},$$

средний суммарный износ $U_{сум}^2$ из зависимости

5
$$U_{сум}^{cp} = \frac{U_{сум}}{i}$$

и коэффициент износа K_i на каждом участке из зависимости

10
$$K_i = \frac{U_{сум}^{cp} \cdot K}{U_{i,i+1}},$$

по которому судят о распределении износа, а нанесение покрытия осуществляют в зависимости от величины K_i , причем на участках с большим K_i наносят более износостойкое покрытие, все операции повторяют для другого элемента соединения.

15

20

25

30

35

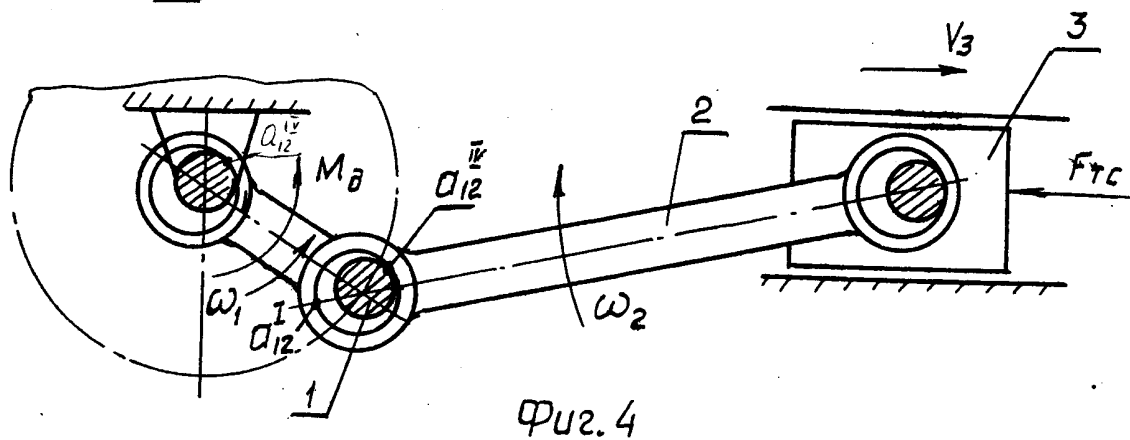
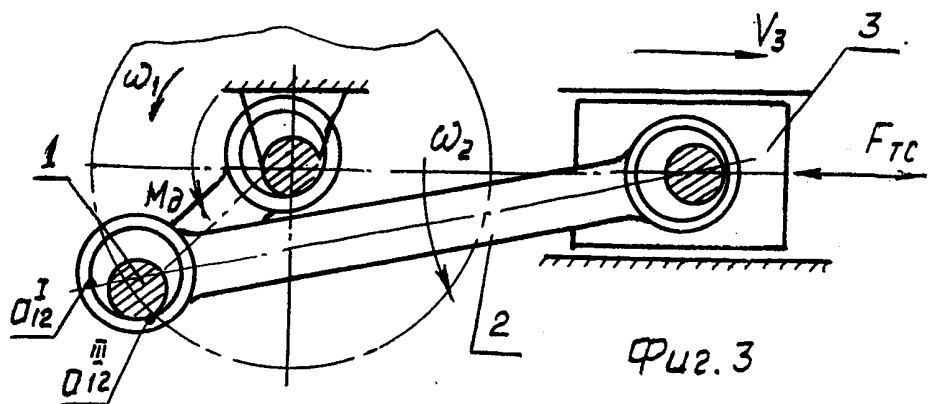
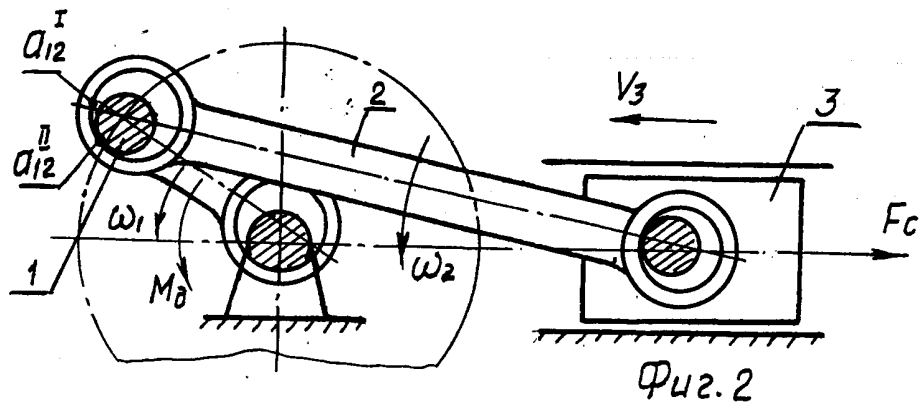
40

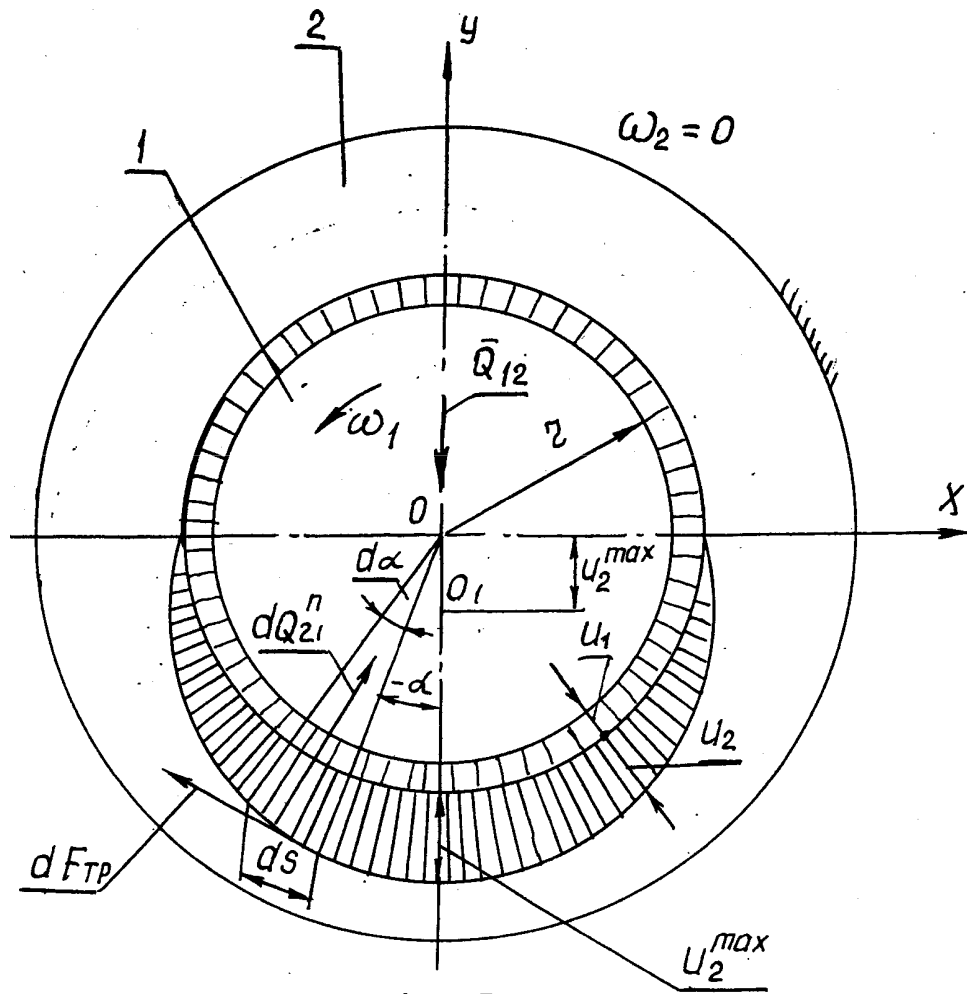
45

50

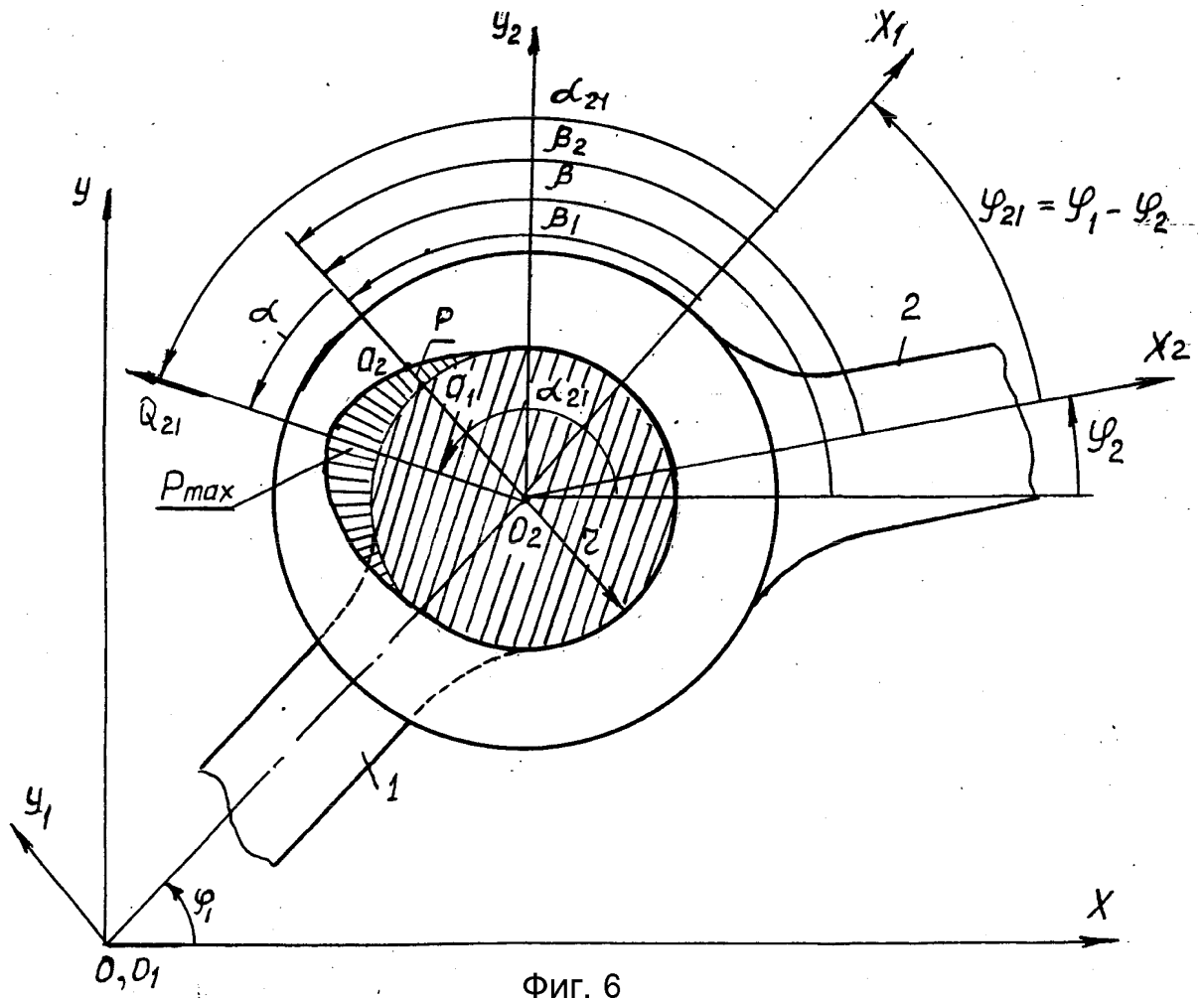
Таблица

I_1^0	$\omega_1 l_{pad}/cl$	Fc IKHI	I_{23}^0	I_{21}	Q_{32} $l_{i_{21}} l_{c \cos \alpha^{(21)}}$	$Q_{32} IKHI$	α_{32}^0	$\alpha^{(2)}$	$\cos \alpha^{(2)}$
0	75,7	-24,5	0	-0,206	3120	17,48	180,0	30	0,866
30	75,7	-6,8	-5,9	-0,180	1333	1,22	196,6	52,5	0,6088
60	75,9	0,0	-10,3	0,105	0	2,49	335,4	195,7 > 90°	0
90	76,0	0,0	-11,6	0,0	0	1,35	188,1	49,7	0,6468
120	76,4	0,0	-10,3	0,105	325	3,37	173,6	33,9	0,830
150	76,8	0,0	-5,9	0,180	728	4,75	175,3	31,2	0,8554
180	77,0	0,0	0,0	0,206	886	4,97	180,0	30,0	0,866
210	77,2	-0,41	5,9	0,180	820	5,22	184,8	28,9	0,8755
240	77,1	-2,0	10,3	0,105	545	5,86	187,8	27,5	0,887
270	77,0	-5,7	11,6	0,0	0	7,14	188,1	26,5	0,8949
300	76,6	-24,5	10,3	-0,105	206	22,40	188,7	28,4	0,8796
300	76,0	-24,5	5,9	-0,80	2980	18,85	184,5	28,6	0,878
360	75,7	-24,5	0	-0,206	3120	17,48	180,0	30	0,866

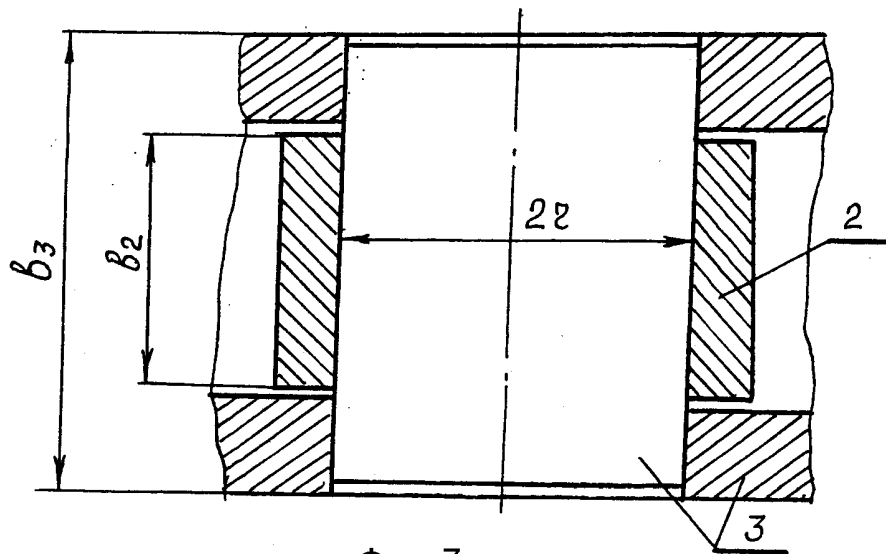
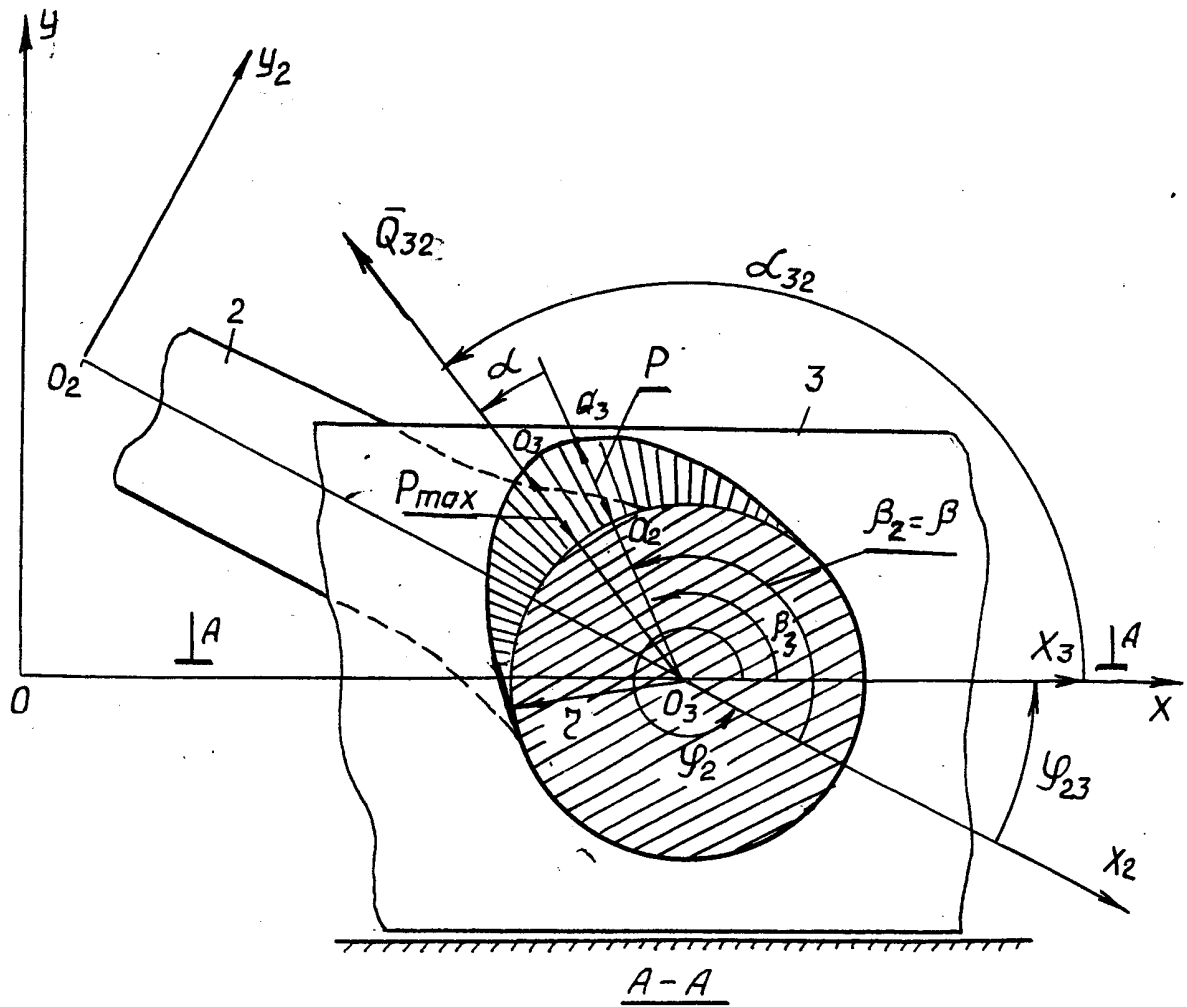




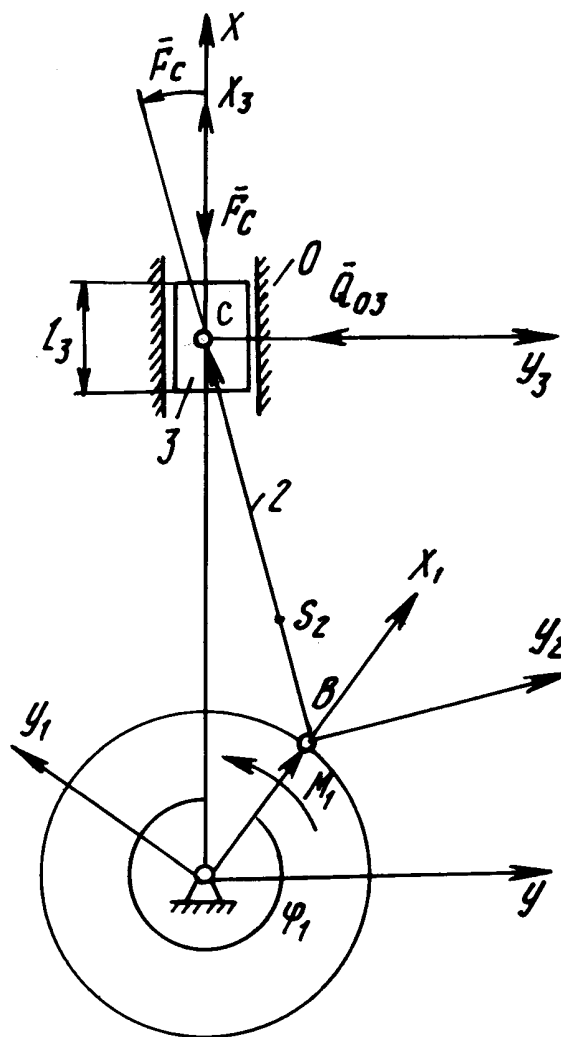
Фиг. 5



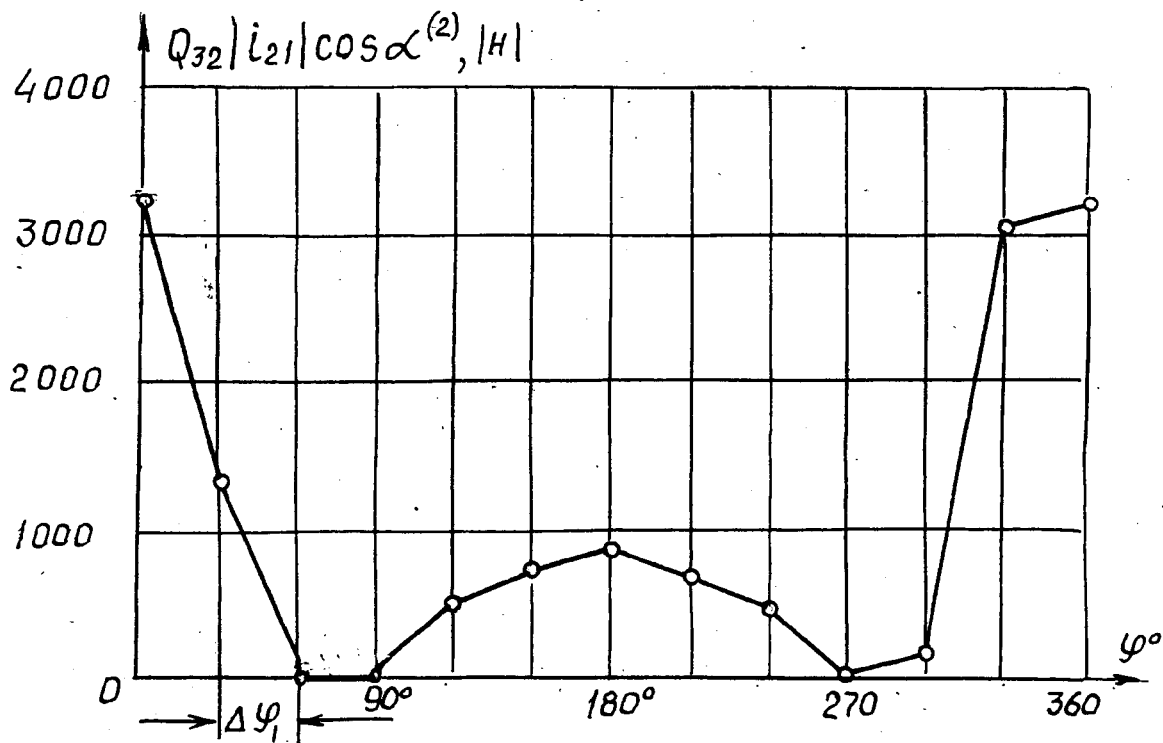
Фиг. 6



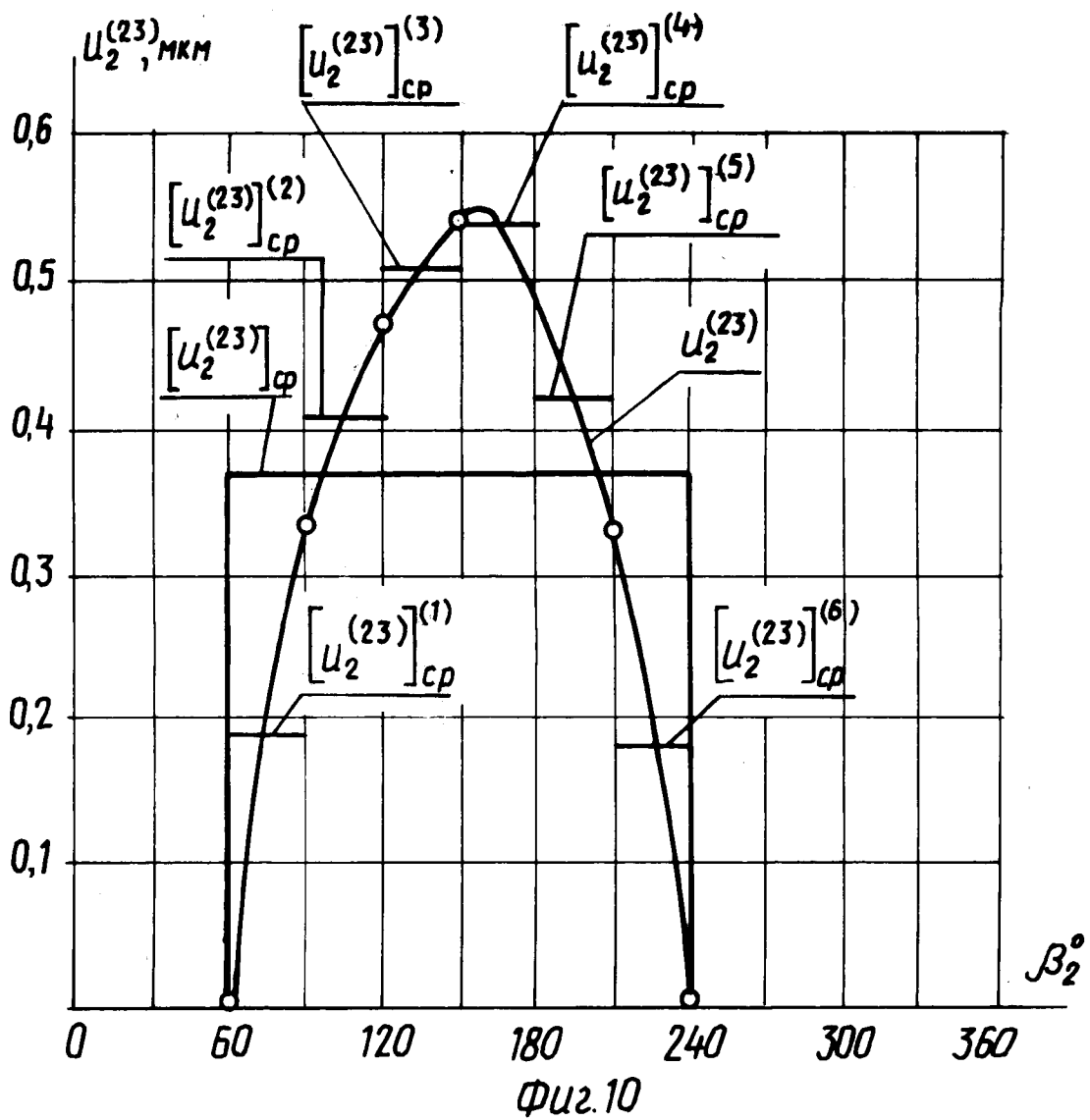
Фиг. 7

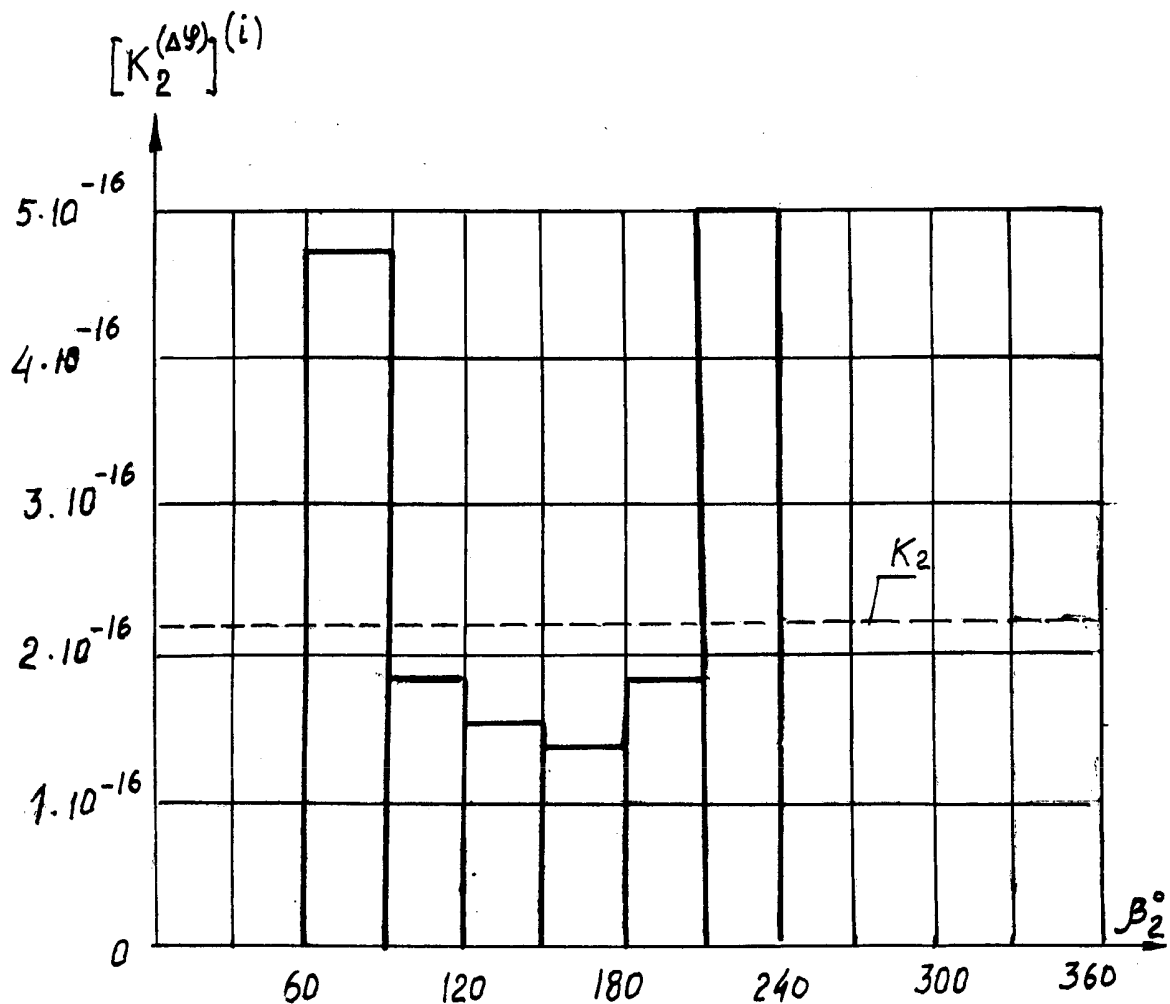


Фиг. 8

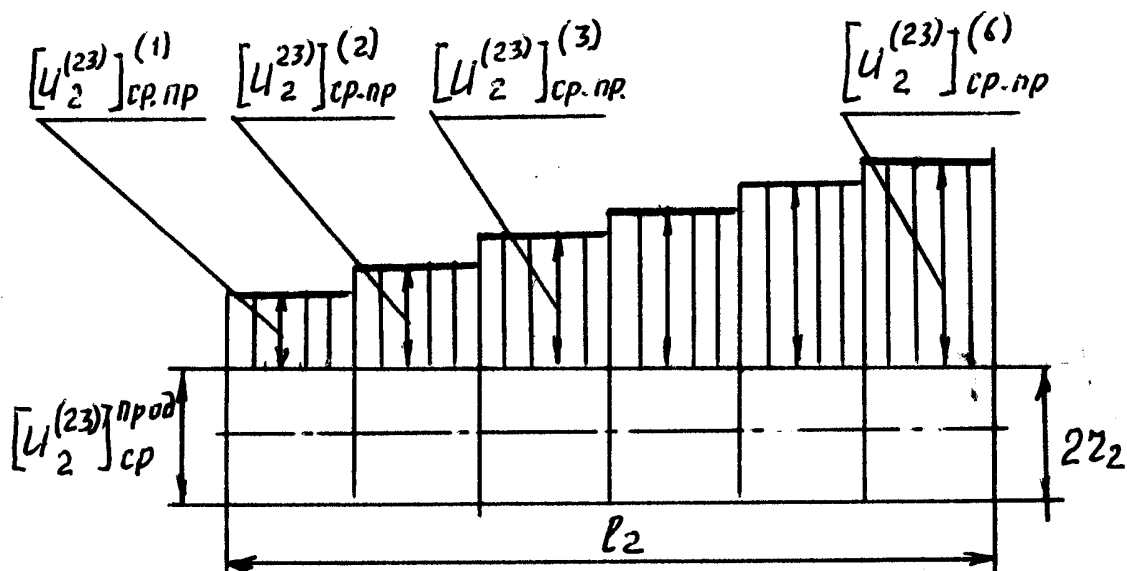


ФИГ. 9





Фиг. 11



Фиг. 12