ՀԱՅԿԱԿԱՆ ՍՍՀ
ԳԻՏՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐԻ ԱԿԱԴԵՄԻԱՅԻ

ՏԵՂԵԿԱԳԻՐ
ИЗВЕСТИЯ

АКАДЕМИИ НАУК АРМЯНСКОЙ ССР

ՏԵԽՆԻԿԱԿԱՆ ԳԻՏՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐԻ ՍԵՐԻԱ
СЕРИЯ ТЕХНИЧЕСКИХ НАУК

ԵՐԵՎԱՆ ЕРЕВАН

Издается с 1947 г.
Журнал выходит 6 раз в год на русском языке

Խմբագրության հասցեն՝ Երևան-19, Բարեկամության փող. 24գ.
Адрес редакции: Ереван-19, ул. Барекамутян, 24г.

ՀԱՅԿԱԿԱՆ ՍՍՀ ԳԻՏՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐԻ ԱԿԱԴԵՄԻԱՅԻ ՏԵՂԵԿԱԳԻՐ
ИЗВЕСТИЯ АКАДЕМИИ НАУК АРМЯНСКОЙ ССР

Տեխնիկ. գիտութ. սերիա XXXIII, № 3, 1980 Серия технических наук

МАШИНОСТРОЕНИЕ

М. В. КАСЬЯН, М. М. СИМОНЯН

ОЦЕНКА ХРУПКОЙ ПРОЧНОСТИ ТВЕРДОСПЛАВНОГО ИНСТРУМЕНТА В УСЛОВИЯХ ПРЕРЫВИСТОГО РЕЗАНИЯ

В производственных условиях число отказов, вызванных хрупкой прочностью инструмента, при прерывистом резании преобладает над отказами при обычном резании, имеющем непрерывный характер. Вместе с тем необходимо отметить большое число вариантов обработки, которые совершаются прерывистым резанием (торцевое фрезерование, строгание, зубострогание и зубодолбение и др.), и разрушение может быть результатом однократного нагружения при превышении действующей нагрузки над прочностью отдельных зон инструмента, когда напряжения растяжения, обусловленные охлаждением при холостом ходе, складываются с напряжениями от прогиба корпуса инструмента или пластины. Свое воздействие оказывает также превышение нормальной силы резания при начальном контакте вследствие ударных явлений [1]. Такое сочетание напряжений требует производить расчеты на прочность режущей кромки при динамических нагрузках.

В связи с этим представляет интерес определение максимальных напряжений, возникающих в контактной зоне и за пределами этой зоны, учитывая, что инструмент является составным телом при разнице в модулях упругости пластины и корпуса, а пластинку из твердого сплава можно рассматривать как пластинку на упругом основании с защемленным концом. Зону стружкообразования, переходящую в стружку с упрочнением, можно рассматривать как одну опору, а ее продолжение, контактирующую с передней поверхностью пластины и оказывающую давление на нее как полубесконечную упругую полосу, опирающуюся на упругое основание [2].

Предположим, что прямоугольная пластина или балка закреплена всей своей длиной на сплошном упругом основании, которое при изгибе пластины будет оказывать на нее давление посредством непрерывно распределенных реактивных сил, величины которых в каждом сечении стержня будут пропорциональны прогибу пластины. Эти силы, действующие на единицу длины, обозначим через ky, где y — прогиб, а k — коэффициент упругости основания и представляет реактивную силу на единицу длины пластины при прогибе, равном единице. Предположение, что реактивные силы упругого основания пропорциональны прогибам, освобождает от дополнительных трудностей и для решения подобных задач является вполне достаточным [3].

При изучении упругой линии пластины воспользуемся дифференциальным уравнением балки (пластины):

$$\frac{d^2y}{dx^2} = -M\frac{1}{EI}. \qquad (1)$$

Дважды дифференцируя (1), получим общий вид дифференциального уравнения для пластины на упругом основании:

$$EI\frac{d^4y}{dx^4} = q = -ky, \qquad (2)$$

общий интеграл которого представляется в виде:

$$y = e^{\beta x}(A\cos\beta x + B\sin\beta x) + e^{-\beta x}(C\cdot\cos\beta x + D\sin\beta x), \qquad (3)$$

где $\beta = \sqrt[4]{\frac{k}{4EI}}$; E — модуль упругости; I — момент инерции пластины; A, B, C, D — произвольные постоянные. Подставляя краевые значения A, B, C, D в (3) и дважды дифференцируя для упругой кривой и изгибающего момента, получим:

$$y = \frac{P}{8\beta^3EI}\cdot e^{-\beta x}(\cos\beta x + \sin\beta x); \qquad (4)$$

$$M = -EI\frac{d^2y}{dx^2} = -\frac{P}{4\beta}e^{-\beta x}(\sin\beta x - \cos\beta x). \qquad (5)$$

Теперь рассмотрим случай, когда пластина по опорной поверхности плотно закреплена на упругом основании и частично на длине l, загружена по какому-то закону. При этом принимаем, что длина загруженного участка весьма мала (как при резании). Пусть a и b будут расстояния рассматриваемой точки от концов нагруженного участка. В этом случае прогиб данной точки от распределенной нагрузки определяется из выражения:

$$y = \frac{q}{2k}(2 - e^{-\beta b}\cdot\cos\beta b - e^{-\beta a}\cdot\cos\beta a). \qquad (6)$$

Беря рассматриваемую точку по середине $\left(\beta a = \beta b = \frac{\beta l}{2}\right)$, получим:

$$y = \frac{q}{k}\left(1 - e^{-\frac{\beta l}{2}}\cdot\cos\frac{\beta l}{2}\right). \qquad (7)$$

Имея закон распределения контактных давлений по передней поверхности инструмента, вышеизложенным методом можем найти величины прогибов и изгибающих напряжений в любой точке. Максимальные прогиб и изгибающий момент в контактной зоне определяются по (6), (7).

Максимальные напряжения изгиба пластины в контактной зоне будут [3]:

$$\sigma_{max} = \frac{ql}{W}\sqrt[4]{\frac{4EI}{k}}, \qquad (8)$$

где W — момент сопротивления сечения пластины (в контактной зоне). Выражение (8) через коэффициент k отражает влияние модулей упругости и моментов инерции элементов рабочей части резца.

Действующие усилия и напряжения, возникающие в инструменте при динамическом приложении сил, могут быть определены умножением соответствующих сил и напряжений при статическом приложении нагрузки на коэффициент динамичности $k_д$. По данным [4, 5], при сравнительно больших значениях параметров режимного поля: $k_д = 1,1 - 1,9$.

Для оценки хрупкой прочности режущей части твердосплавного режущего инструмента необходимо иметь следующие величины:

k_l — коэффициент усадки стружки; l_k — длина контакта стружки с передней поверхностью инструмента; ω — угол действия, т. е. угол между векторами силы стружкообразования и скорости резания; θ — угол сдвига; τ_y — касательное напряжение на плоскости сдвига; σ_N — максимальное нормальное напряжение, действующее на кромку резца; σ_c — среднее нормальное контактное напряжение, действующее на переднюю поверхность.

Коэффициент усадки стружки определяется экспериментально, при постоянной геометрии инструмента ($\gamma = 12°$, $\alpha = 6°$, $\varphi = 60°$, $\lambda = 0°$, $\varphi_1 = 20°$), а остальные величины — аналитическим путем [6, 7].

В табл. 1 приведены данные для вычисления σ_N и σ_c, а в табл. 2 — значения $\sigma_{изг}$ и $\sigma_{изг.k_д}$, определяемые в середине контакта по методу Тимошенко. При этом коэффициент упругости основания определялся как

$$k = \frac{P}{\delta l},$$

где P, δ — нагрузка, приложенная на вершину резца и упругое перемещение его вершины; l — вылет резца.

В нашем случае:

$$k = \frac{1000}{4,63 \cdot 10^{-2} \cdot 50} = 430 \ кг/мм^2.$$

Из табл. 2 следует, что нормальные напряжения, возникающие от изгиба твердосплавной пластины в момент первоначального контакта инструмента с заготовкой, не превышают предела прочности инструментального материала на растяжение. В данном случае для стали

40Х: $\frac{\sigma_{\text{н. з.}}}{[\sigma_{\text{в}}]} = 0{,}6$. Вероятность хрупкого разрушения в контактной зо-не от местных сколов увеличивается с течением времени, когда нор-мальные напряжения изгиба режущего клина суммируются с нормаль-ными напряжениями, обусловленные охлаждением при холостом про-беге.

Таблица 1

Расчетные элементы	Обрабатываемый материал			Скорость резания *V*, *м/мин*
	сталь 40Х	сталь 45	ж. Армко	
a, *мм*	0,433	—	—	—
b, *мм*	1,7	—	—	—
$\sigma_{\text{пр}}$, *кг/мм²*	79,80	61	30	—
k_{f}	2,25 2,11	2,58 2,35	7,25 6,52	24 48
l_k, *мм*	1,47 1,37	1,87 1,68	3,42 3,2	24 48
ω	24°24′ 22°44′	27°36′ 25°24′	38°09′ 37°10′	24 48
θ	25°36′ 27°16′	22°21′ 24°36′	7°51′ 8°50′	24 48
τ_y, *кг/мм²*	73,41	54,29	38,94	—
$\sigma_{\text{м}}$, *кг/мм²*	157,81	116,74	83,63	—
σ_{c}, *кг/мм²*	57,4	42,5	30,4	—

Таблица 2

Расчетные элементы	Обрабатываемый материал		
	Сталь 40Х	Сталь 45	ж. Армко
$[\sigma_{\text{в}}]$, *кг/мм²*	74	—	—
$[\sigma_{\text{изг.}}]$, *кг/мм²*	120	—	—
$E_{\text{ү3к10}}$, *кг/мм²*	$4{,}2\cdot10^4$	—	—
k, *дин*	1,75	1,8	1,65
k, *кг/мм²*	$4{,}3\cdot10^2$	—	—
β, *мм*$^{-1}$	$9\cdot10^{-2}$	$8{,}4\cdot10^{-2}$	$7{,}3\cdot10^{-2}$
$\sigma_{\text{изг.}}$, *кг/мм²*	25,30	20,5	14,5
$\sigma_{\max\ \text{д.}}$, *кг/мм²*	44,27	36,9	23,92

Нами для прерывистой обработки металлов резанием, в частности при строгании, выведена математическая модель силы в зависимости от режимов резания в момент первоначального контакта с заготовкой

Из этой зависимости вытекает, что наибольшее влияние на силу резания в переходном периоде оказывает скорость резания, что и учитывалось при расчете прочности резца в контактной зоне.

Для расчета главных напряжений в опасных точках за пределами контакта на передней поверхности предлагается использовать формулу [6]

$$\sigma_{1,3}=\frac{2P}{bk_0c}\left\{\frac{\sin\frac{\beta}{2}\cdot\sin\left[\nu_0-\left(\frac{\beta}{2}+\gamma\right)\right]}{\beta-\sin\beta}-\frac{\cos\frac{\beta}{2}\cdot\cos\left[\nu_0-\left(\frac{\beta}{2}+\gamma\right)\right]}{\beta+\sin\beta}\right\}. \tag{9}$$

Все параметры, кроме геометрических, определяющие величину наибольших напряжений, в основном, зависят от суммарной силы резания P. Следовательно, при прерывистом резании расчет хрупкой прочности резца по предельным толщинам среза можно привести к расчету прочности резца по допускаемым и критическим скоростям резания, с учетом коэффициента динамичности, или при данной скорости резания — к определению допускаемых толщин среза.

Выводы

1. С помощью выражений (8), (9) можно рассчитать максимальные напряжения в режущей части резца, как в пределах контакта, так и в законтактной зоне, с учетом динамичности нагружения.

2. Расчеты напряжений в контактной зоне показали, что напряжения в зоне исследуемых скоростей (до 48 *м/мин*) не превосходят предела прочности твердого сплава. Следовательно, разрушение пластины происходит, в основном, за пределами контактной зоны.

Ереванский филиал
ЕрПИ им. К. Маркса

Поступило 11.XII.1979

Մ. Վ. ԿԱՍՅԱՆ, Ա. Մ. ՍԻՄՈՆՅԱՆ

ԸՆԴՀԱՏ ԿՏՐՄԱՆ ՊԱՅՄԱՆՆԵՐՈՒՄ ԿԱՐԾՐ ՀԱՄԱՁՈՒԼՎԱԾՔԻՑ ԳՈՐԾԻՔԻ ՓԵՐՈՒՆ ԱՄՐՈՒԹՅԱՆ ԳՆԱՀԱՏՈՒՄԸ

Ա մ փ ո փ ո ւ մ

Հաստատված է, որ ընդհատ կտրման ժամանակ կտրիչը նախապատրաստվածքի մեջ ներխրվելու պահին գտնվում է դինամիկ բեռնվածության ազդեցության տակ, որը բացասաբար է անդրադառնում կարծր համաձուլվածքի կտրիչի ամրության վրա։ Կատարված են կտրիչի ամրության հաշվարկներ կոնտակտային գոտում և գոտուց դուրս, դինամիկության գործակցի հաշվառումով։ Հաշվարկների ժամանակ կտրիչը դիտարկվել է որպես առաձգական հիմքի վրա հեծան։

ЛИТЕРАТУРА

1. *Подураев В. Н.* Резание труднообрабатываемых материалов. М., «Высшая ...ла», 1974.
2. Под ред. проф. А. М. *Розенберга.* Резание металлов и инструмент. М., «Маш...строение», 1964.
3. *Тимошенко С. П., Лессельс Дж.* Прикладная теория упругости. Л., Гостех... 1930.
4. *Касьян М. В., Григорян М. Х., Симонян М. М.* О некоторых силовых явлениях ... прерывистом резании «БОМА». Сб. «Оптимальные режимы резания», вып. ... 1979, Ереван, Изд. АН АрмССР.
5. *Касьян М. В., Григорян М. Х., Симонян М. М.* Об импульсном характере пре...стого резания. «Промышленность Армении», 1978, № 12.
6. *Бетанели А. И.* Прочность и надежность режущего инструмента. Тбилиси, «Саб... Сакартвело», 1973.
7. *Зорев Н. Н.* Расчет проекций силы резания. М., Машгиз, 1958.

ՀԱՅԿԱԿԱՆ ՍՍՀ ԳԻՏՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐԻ ԱԿԱԴԵՄԻԱՅԻ ՏԵՂԵԿԱԳԻՐ
ИЗВЕСТИЯ АКАДЕМИИ НАУК АРМЯНСКОЙ ССР

Տեխնիկական գիտութ. սերիա XXXIII, № 3, 1980 Серия технических наук

МАШИНОСТРОЕНИЕ

Р. Н. ДЖАВАХЯН, А. Н. БОРИСЕНКО

СИНТЕЗ ОДНОГО СЕМЕЙСТВА ПЛОСКИХ ШЕСТИЗВЕННЫХ МЕХАНИЗМОВ

Избыточные моменты $M_и$ (или силы $P_и$) в исполнительных механизмах в большинстве случаев уравновешиваются устройствами программного уравновешивания [1, 2], создающими равный по величине и противоположный по знаку уравновешивающий момент $M_у$ (или силу $P_у$). Эти устройства обычно включают пружины, торсионы, поршневые пневмо- или гидронагружатели и, как обязательный элемент, специально профилированный кулачок, корректирующий разницу между $M_и$ и $M_у$. Устройство программного уравновешивания приводится в движение возвратно движущимся выходным звеном исполнительного механизма (ВЗИМ) и поэтому знакопеременный момент $M_у$ (или $P_у$), создаваемый устройством, является функцией от перемещения ВЗИМ, т. е. $M_у = M_у(S)$. В результате, за цикл условие $M_у = 0$ имеет место в одном и том же положении ВЗИМ. Для лучшего уравновешивания исполнительных механизмов необходимо, чтобы и «уравновешиваемые» функции избыточного момента $M_и(s)$ (или $P_и(s)$) также обращались в нуль в одном и том же положении ВЗИМ.

Указанным свойством из плоских четырехзвенных механизмов обладают центральные кривошипно-ползунные механизмы, кулисные механизмы и четырехшарнирные механизмы с равными длинами коромысла и стойки, рассмотренные в работе [3] Wille.

В настоящей работе рассматривается задача синтеза шестизвенных механизмов с возвратно-поступательно движущимся выходным звеном, обладающим вышеуказанным свойством.

Для шестизвенного механизма (рис. 1, а) имеем

$$\dot{s} = s' \cdot \dot{\psi}, \tag{1}$$

где $\dot{s} = ds/d\varphi$ и $\dot{\psi} = d\psi/d\varphi$ — аналоги скоростей выходного ползуна 5 и промежуточного звена 3; $s' = ds/d\psi$ — аналог скорости ползуна 5 при входном звене 3.

Для получения шестизвенных механизмов с указанным свойством необходимо, чтобы составляющие четырехзвенники находились в своих экстремальных положениях при одном и том же положении выходного звена 5 шестизвенника (рис. 1). При такой компановке скорость выходного звена 5 имеет два экстремума и их максимально возможные значения. Ускорения же выходного звена получаются небольшими ввиду меньшего заполнения графика скорости.

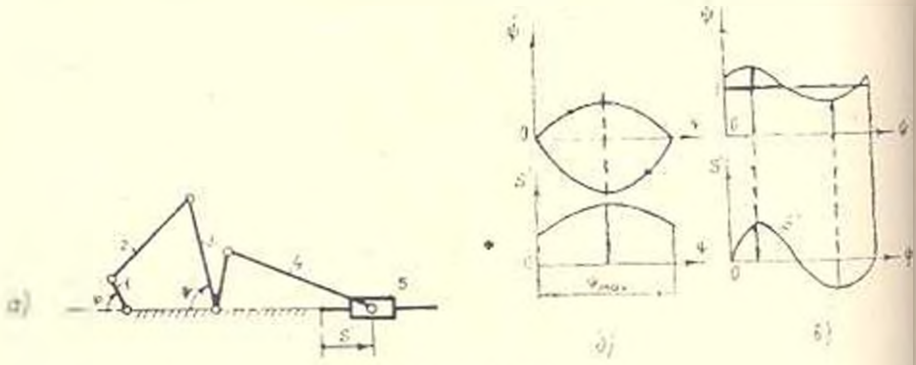


Рис. 1 (*а, б, в*).

Промежуточное звено 3 может совершать качательное движение (рис. 1б; 2) или полный оборот (рис. 1в; 3). Во втором случае, ползунный механизм 3—4—5 должен быть центральным. Рассмотрим эти случаи отдельно.

1. *Шестизвенный механизм с качающимся промежуточным звеном.* При качательном движении промежуточного звена 3 можно охватить только одно экстремальное положение (*CDE*) ползунного механизма и экстремумы скорости звена 3 должны иметь место в одном и том же положении *BC* (рис. 2). Из плоских четырехзвенных механизмов с качающимся выходным звеном поставленным условиям отвечают четырехшарнирные механизмы Wille с равными длинами стойки и коромысла и кулисные механизмы.

Найдем экстремальное значение скорости ползуна 5 шестизвенного механизма, показанного на рис. 2. Из (1) имеем

$$\dot s_{max,\,min} = \dot S_{max} \cdot \dot\psi_{max,\,min}\,. \qquad (2)$$

Экстремальные значения аналога $\dot\psi$ связаны равенством [3]

$$\dot\psi_{max}^{-1} + \dot\psi_{min}^{-1} = 1. \qquad (3)$$

Из (2) и (3) находим условие

$$(\dot s_{max})^{-1} + (\dot s_{min})^{-1} = (\dot S_{max})^{-1}, \qquad (4)$$

связывающее экстремальные значения аналога скорости ползуна шестизвенника с максимальным значением аналога скорости $\dot S_{max}$ ползуна отдельно взятого кривошипно-ползунного механизма 3—4—5. Имея в виду, что $\dot s_{min} < 0$, из (4) находим:

$$\dot s_{max} < \dot S_{max}\,.$$

Для кривошипно-ползунных механизмов максимальные значения скорости ползуна мало отличаются от скорости пальца кривошипа, а максимальные значения s'_{max} — от длины a кривошипа CD [4]. Так, для семейства кривошипно-ползунных механизмов с $3 \leqslant b/a \leqslant 10$ и $0 \leqslant d/a \leqslant 1$ имеем: $1 \leqslant s'_{max}/a \leqslant 1{,}05$. Тогда, принимая $s'_{max} \approx a$, из (4) находим

$$(s'_{max})^{-1} + (s'_{min})^{-1} = a^{-1}, \tag{5}$$

а из (2) —

$$s'_{max} = a \cdot \psi'_{max}, \qquad s'_{min} = a \cdot \psi'_{min} = a \cdot [1 - (\psi'_{max})^{-1}]^{-1}. \tag{6}$$

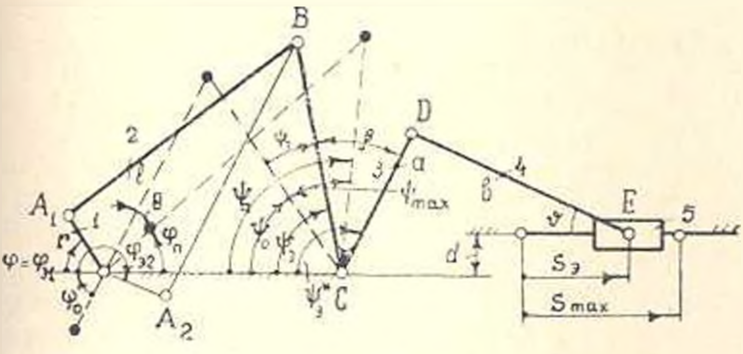


Рис. 2.

Для четырехшарнирного механизма Wille с $BC = OC = 1$ функция положения и аналог скорости коромысла определяются по формулам [5]

$$\Psi = \arcsin(r \cdot \sin\varphi/z) + \arccos[(1 + z^2 - l^2)/2 \cdot z],$$
$$z^2 = 1 + r^2 + 2r \cdot \cos\varphi \quad \text{и} \quad \psi' = r\,\frac{\sin(\Psi - \varphi) + \sin\varphi}{r \cdot \sin(\Psi - \varphi) + \sin\Psi}. \tag{7}$$

Условие $\psi''_{\varphi} = 0$ экстремума аналога угловой скорости коромысла, найденное из (7), имеет вид

$$F(r, \varphi, \Psi, \psi') = 0. \tag{8}$$

Положения коромысла и кривошипа, соответствующие экстремумам $\psi'_э$, найдем безразмерными коэффициентами пути (рис. 2)

$$k_э = \psi'_э/\psi'_{max} = (\Psi_э - \Psi_0)/(\Psi_к - \Psi_0) \tag{9}$$

и

$$k_{э1} = (\varphi_{э1} + \varphi_0)/(\pi + \theta), \qquad k_{э2} = (\varphi_{э2} - \pi + \varphi_n)/(\pi - \theta). \tag{10}$$

Значения начальных углов и угла θ перекрытия определяются по формулам

$$\Psi_o = 2\arcsin[(l-r)/2] = \pi - 2\varphi_o,$$

$$\Psi_n = 2\arcsin[(l+r)/2] = \pi - 2\varphi_n, \tag{11}$$

$$\theta = \varphi_o - \varphi_n = 0{,}5(\Psi_n - \Psi_o) = 0{,}5\psi_{max},$$

полученным из рассмотрения рис. 2. Экстремальные значения коэффициента угловой скорости звена 3 (рис. 2) определяются по очевидным формулам

$$\delta_{3max} = \dot{\psi}_{max}(\pi + \theta)/\psi_{max} \quad \text{и} \quad \delta_{3min} = \dot{\psi}_{min}(\pi - \theta)/\psi_{max}. \tag{12}$$

Из (3) и (12) получим равенства

$$(2\pi + \psi_{max})/\delta_{3max} + (2\pi - \psi_{max})/\delta_{3min} = 2\psi_{max},$$

$$\psi_{max} = 2\pi(\delta_{3max} + \delta_{3min})/(2\delta_{3max}\cdot\delta_{3min} + \delta_{3max} - \delta_{3min}), \tag{13}$$

связывающие экстремальные значения безразмерного коэффициента δ скорости звена 3 с углом ψ_{max} его размаха, значение которого определяется по формуле (11). Формулы (13) удобны для назначения входных параметров δ_{3max}, δ_{3min} и ψ_{max} синтеза механизма Wille.

Из (6) и (3) аналогично (12) получим формулы

$$\delta_{5max} = \frac{a}{s_{max}}\cdot\left(\pi + \frac{\psi_{max}}{2}\right)\cdot\dot{\psi}_{max},$$

$$\delta_{5min} = \frac{a(\pi - \psi_{max}/2)}{s_{max}}[1 - \psi_{max}^{-1}]^{-1} \tag{14}$$

для определения экстремальных значений коэффициента δ_5 скорости ползуна шестизвенника, в которых s_{max} — ход ползуна.

Выражая в (5) экстремальные значения аналогов через соответствующие экстремальные безразмерные коэффициенты, получим равенство

$$\frac{2\pi - \psi_{max}}{\delta_{5max}} + \frac{2\pi - \psi_{max}}{\delta_{5min}} = \frac{2s_{max}}{a},$$

связывающее экстремальные значения безразмерного коэффициента скорости ползуна шестизвенника с углом размаха ψ_{max} и относительным ходом s_{max}/a ползуна.

Уравнения (7) — (11) для различных сочетаний относительных размеров $r = 0{,}2 \div 0{,}7$ (с шагом 0,2), $l = 1 \div 1{,}7$ (с шагом 0,1) решены на ЭВМ ЕС-1022. По полученным результатам, используя методику регрессивного анализа механизмов [1, 6], найдены следующие корреляционные зависимости:

$$\dot{\psi}_{max} = (P + p \cdot l^{10}) \cdot r^{Q + q \cdot l^{2}};\tag{15}$$

$$\Psi_{э1} = \Psi_{э2} = \Psi_{э} = P + p \cdot l^{2} + (Q + ql^{3}) \cdot r;\tag{16}$$

$$k_{э1} = k_{э2} = k_{э} = (P + p \cdot \ln l) \cdot e^{Q \cdot r \cdot e^{ql}};\tag{17}$$

$$\varphi_{э1} = P + pl - (Q + q \cdot l^{2}) \cdot \ln r;\tag{18}$$

$$\varphi_{э2} = P + pl^{k} - (Q - q \cdot l^{2}) \cdot r;\tag{19}$$

$$\left.\begin{matrix} k_{11} \\ k_{12} \end{matrix}\right\} = P + pl^{-1} + [Q + q(l-1)^{2}] \cdot r;\tag{20}$$

$$\frac{\hat{\delta}_{5max} \cdot S_{max}}{a} = P - p \cdot l^{-1} + (Q + q \cdot l^{2}) \cdot r;\tag{21}$$

$$\frac{\hat{\delta}_{5min} \cdot S_{max}}{a} = -P + pl^{-10} - (Q + ql^{10}) \cdot r.\tag{22}$$

Углы $\Psi_{э}$ и $\varphi_{э}$ по формулам (16), (18) и (19) определяются в радианах. Во всех случаях значение коэффициента корреляции при парной и множественной корреляции превышало значение 0.99, что свидетельствует о высокой точности полученных формул. Для удобства записи постоянные параметры во всех полученных формулах обозначены через P, p, Q и q. Их значения для формул (15) — (22), а также границы изменения исследуемых параметров для рассмотренных семейств механизмов, приведены в таблице. Из корреляционной таблицы следует выражение $k_{11} + k_{12} \approx 1$, точность которого уменьшается с увеличением r.

2. *Шестизвенный механизм с полнооборотным промежуточным звеном.* В этом случае совмещаются экстремальные положения центрального кривошипно-ползунного и приводного двухкривошипного (рис. 1в; 3] механизмов и направляющие yy делят пополам угол B_1CB_2. Из (1), имея в виду, что для центральных кривошипно-ползунных механизмов $\dot{s}_{max} = |\dot{s}_{min}| \simeq a$, имеем

$$\dot{s}_{max} = \dot{s}_{max} \cdot \dot{\psi}_{max} \simeq a \cdot \dot{\psi}_{max}, \qquad \dot{s}_{min} = \dot{s}_{max} \cdot \dot{\psi}_{min} \simeq -a \cdot \dot{\psi}_{min}.\tag{23}$$

В качестве приводного механизма можно использовать двухкривошипный механизм наивыгоднейшей передачи и симметричный двухкривошипный механизм. Рассмотрим эти случаи отдельно.

2.1. Двухкривошипный механизм наивыгоднейшей передачи [4, 7], размеры которого связаны равенством $R^{2} = l^{2} = 0.5(1 + r^{2})$, имеет экстремальные значения аналога скорости кривошипа 3

$$\dot{\psi}_{max} = (P + p \ln r)^{-1}, \qquad \dot{\psi}_{min} = P + p \ln r\tag{24}$$

и наибольшие (и равные) экстремальные значения угла передачи 4

$$\cos \gamma_{min} = 2r/(1 + r^{2}).$$

Таблица

Исследуемый параметр			Механизм Wille ($r=0{,}2\div0{,}7$, $l=1\div1{,}7$)			
границы изменения	обозначение	№ формулы	P	p	Q	q
$0{,}22\div0{,}82$	ψ_{max}	(15)	1,10861	0,000389	0,933151	0,005598
$1{,}20\div2{,}2$	φ'_3	(16)	0,565244	0,491777	0,167132	0,048349
$0{,}56\div0{,}05$	k_3	(17)	0,549685	0,122054	0,016957	2,182156
$0{,}85\div1{,}68$	φ_{31}	(18)	2,800328	0,242542	0,105957	0,08668
$3{,}20\div3{,}77$	φ_{32}	(19)	0,513114	0,034237	0,141523	1,178311
$0{,}58\div0{,}73$	k_{11}	(20)	0,362814	0,187775	0,252305	1,119012
$0{,}19\div0{,}42$	k_{12}		0,621691	−0,143567	0,35615	1,060907
$0{,}74\div3{,}47$	$x_{3max}=\frac{s_{max}}{a}$	(21)	0,089486	0,35540	1,01029	0,273648
$-3{,}40\div-0{,}81$	$x_{3min}=\frac{s_{min}}{a}$	(22)	0,51613	1,843647	10,483569	0,062056
	ψ_{max}	(29)	$U=0{,}077144$	$u_1=0{,}017165$		
	$x=x_3$ и β	(26)	$N_1=3{,}012546$	$n_1=2{,}341262$	$N_2=1{,}499376$	$m_1=1{,}043775$
	x_3 и k_3	(27) и (28)	$P_1=3{,}055951$	$p_1=1{,}429315$	$Q_1=0{,}64096$	$q_1=0{,}033791$
	$x=x_5=x_3$	(30)	$A_1=3{,}067404$	$a_1=1{,}064318$	$B_1=0{,}190577$	$b_1=1{,}600501$
	β	(31)	$C_1=2{,}188685$	$c_1=0{,}043523$	$D_1=0{,}139758$	$d_1=0{,}132693$

Значения постоянных коэффициентов, входящих в (24) и все последующие корреляционные зависимости, приведены в табл. Из формулы (24) можно получить связь $4\cdot\psi_{max}^{-1} - 3\psi_{min} \geq 1$ или с учетом (23) — условие

$$4\cdot s_{max}^{-1} - 3\cdot s_{min} \geq a, \qquad (25)$$

связывающее экстремальные значения аналога угловой скорости ползуна 5 шестизвенного механизма.

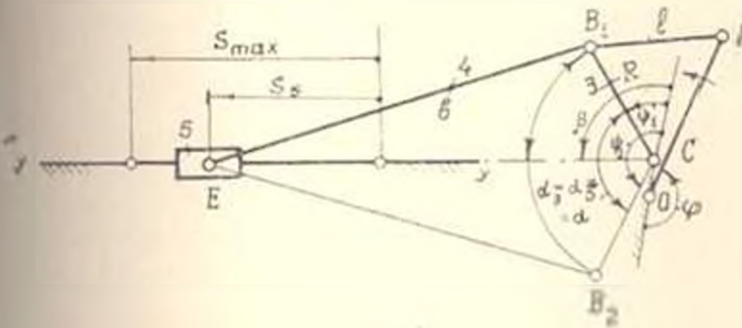


Рис. 3.

Значения углов α и β (рис. 3) определяются по формулам $\alpha = \varphi_2 - \varphi_1$ и $\beta = 0{,}5\,(\varphi_1 + \varphi_2)$, в которых φ_1 и φ_2 — углы координирующие положения кривошипа 3 и соответствующие экстремальным ψ. Используя формулы и методику, приведенные в [4], для двухкривошипных механизмов наивыгоднейшей передачи получены корреляционные зависимости

$$\alpha = \alpha_2 = N_2 - n_2/r \quad \text{и} \quad \beta = N_2 + n_2/r, \qquad (26)$$

а для центрального кривошипно-ползунного механизма —

$$\alpha_2 = P_1 - p_1\lambda, \qquad (27)$$

$$k_5 = Q_1 - q_1\cdot\ln\lambda, \qquad (28)$$

где $k_5 = s_5/2a$ — коэффициент пути ползуна 5 в экстремальном положении.

По заданному значению коэффициента пути выходного ползуна 5 выходные параметры синтеза λ, r и β могут быть найдены совместным решением уравнений (26)—(28). Приемлемые размеры механизма получаются при $k_5 = 0{,}55 \div 0{,}58$. Из (26) и (27), имея в виду, что $N_2 \approx P_1$ (табл.), находим условие $r \approx 1{,}64\,\lambda$, ограничивающее возможности указанных механизмов из-за больших размеров входного кривошипа.

2.2. Этого недостатка лишены симметричные двухкривошипные механизмы с $r = R$ и $l < \sqrt{2r-1}$, для которых имеем [6]:

$$\psi_{max} - \psi_{min}^{-1} = r/(r-1) + 2\,(U_1/(r-1{,}8) - u_1)\,(l - \sqrt{2r-1})^2. \qquad (29)$$

Из (29) и (23) находим условие

$$s_{max} \cdot s_{min} = -(s_{max})^2 = -a^2,$$

согласно которому произведение экстремальных аналогов скорости ползуна 5 не зависит от параметров схемы симметричного двухкривошипного механизма. Используя формулы и методику, приведенные в [6] для симметричных двухкривошипных механизмов, аналогично (26) выявлены корреляционные зависимости

$$\alpha = \alpha_5 = \alpha_3 = A_1 + a_1/r^2 + (B_1 - b_1/r) \cdot l, \tag{30}$$

$$\beta = C_1 - c_1/(r - 1,5) + [D_1 - d_1/(r - 1)] \cdot l. \tag{31}$$

Синтез шестизвенных механизмов с симметричным двухкривошипным механизмом можно вести по максимальному значению s_{max} аналога скорости ползуна и по коэффициенту пути k_5 выходного звена.

Выходные параметры синтеза k, r, l и β могут быть найдены совместным решением уравнений (23), (27)—(30), принимая в них $\alpha_3=\alpha_5$. Приемлемые размеры механизма получаются при $k_5 = 0,53 - 0,58$ и $s_{max}/a = 1,25 - 2$.

Возможности рассмотренных механизмов можно расширить, взяв за начало хода правое крайнее положение механизма, что равносильно замене k_1 и k_5, соответственно, на $(1-k_1)$ и $(1-k_5)$.

Рассмотрим примеры синтеза указанных механизмов.

Пример 1. Заданы: $k_{11} = 0,65$; $\delta_{5max} = 2$; $s_{max} = 100$ *мм*; $\gamma_{max} = 30°$. Требуется спроектировать шестизвенный механизм по рис. 2. Принимаем: $l = 1,5$; $d = 0$, находим: $r = 0,304$ из (20); $a = 133,74$ *мм* из (21); $\Psi_{3t} = 1,797$ из (16); $\lambda = 2$ находим по углу γ_{max}, $\alpha_5 = 2,341$ из (27), а $\beta = 0,173$ — по формуле $\beta = \alpha - \Psi_3 - 0,5\alpha_5$.

Пример 2. Заданы: $k_5 = 0,56$; $s_{max} = 100$ *мм*. Требуется спроектировать шестизвенный механизм по рис. 3. Принимаем: $d = 0$ и находим: $\lambda = 3,36$ из (28); $a = s_{max}/2 = 50$ *мм*; $\alpha_5 = \alpha = 2,36$ из (27); $r = 5,684$ из (26); $\beta = 1,683$ из (26); $R = l = \sqrt{0,5(1 + r^2)} = 4,08$.

Пример 3. Заданы: $k_5 = 0,56$; $s_{max} = 100$ *мм*. Требуется спроектировать шестизвенный механизм по рис. 3. Принимаем: $R = r = 5$; $d = 0$, находим: λ; a; $\alpha_5 = \alpha$ по тем же формулам, что и в примере 2; $l = 2,827$ из (30); $\beta = 2,477$ из (31); $\delta_{max} = 1,25$ из (29) и $s_{min} = 62,52$ *мм* из (23).

Следует отметить, что вместо рассмотренных четырехшарнирных механизмов могли быть использованы и кулисные механизмы с качающейся и полнооборотной кулисой.

ЕрПИ им. К. Маркса

Поступило 25.I.1980

Ռ. Պ. ՋԱՎԱԽՅԱՆ, Ա. Ի. ԲՈՒԲՈՅԱՆ

ՀԱՐԹ ՎԵՑՕՂԱԿ ՄԵԽԱՆԻԶՄԻ ՄԻ ՀԱՄԱԽՄԲԻ ՍԻՆԹԵԶ

Ամփոփում

Հոդվածում դիտարկվում է հարթ վեցօղակ մեխանիզմների մի համախմբի նախագծման խնդիրը, որոնց համընթաց հետադարձ շարժում կատարող ելքի օղակի պտտման էքստրեմալ արժեքները ստացվում են վերջինիս միևնույն դիրքում՝ ուղիղ և հակադարձ ընթացքի ժամանակ։

ЛИТЕРАТУРА

1. *Ерыклин М. Н., Соколовский В. Н.* Стали для холодной прокатки труб. М., «Машиностроение», 1967.
2. *Изводнов А. Н.* Программные разгружатели цикловых машин. Львов, «Вища школа», 1979.
3. *Wille F.* Gelenkvierecke, Schubkurbeln und Kurbelschleifen. Extremwerte der Übersetzungsverhältnisse und Getriebelagen. Antriebstechnik, 1976, 15, 7.
4. *Джавахян Р. П.* Использование корреляционных зависимостей при анализе и синтезе плоских четырехзвенных механизмов. «Машиноведение», 1980, № 1.
5. *Джавахян Р. П.* К синтезу плоских кулачковых механизмов с неравномерно вращающимися кулачками. «Машиноведение», 1967, № 5.
6. *Джавахян Р. П.* Корреляционный метод анализа и синтеза симметричных двухкривошипных механизмов». Известия АН АрмССР (серия Т.Н.), т. XXXII, № 3, 1979.
7. *Braunsberg K.* Ermittlung von übertragungsgünstigen Doppelkurbeln, Maschinenbautechnik, 1977, 26, 6.

ՀԱՅԿԱԿԱՆ ՍՍՀ ԳԻՏՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐԻ ԱԿԱԴԵՄԻԱՅԻ ՏԵՂԵԿԱԳԻՐ
ИЗВЕСТИЯ АКАДЕМИИ НАУК АРМЯНСКОЙ ССР

Տեխնիկական գիտութ. սերիա XXXIII, № 3, 1980 Серия техническ[их наук]

МАШИНОСТРОЕНИЕ

Г. Н. КОШКАРЯН, Г. Г. ШЕКЯН

ВЛИЯНИЕ ЖЕСТКОСТЕЙ ДЕТАЛЕЙ РЕЗЬБОВОГО СОЕДИНЕНИЯ НА ЕГО ДИНАМИЧЕСКОЕ КАЧЕСТВО

Многие резьбовые детали в конструкциях современных маш[ин] испытывают вибрационные нагрузки с частотой до нескольких десят[]ков *кГц*.

Высокочастотные вибрационные нагрузки часто вызывают ослабле[]ние деталей резьбового соединения, а иногда и их разрушение. Обес[пе]чение прочности и долговечности деталей резьбового соединения пр[и] высокочастотных вибрационных нагрузках представляет собой одну из наиболее сложных проблем современного машиностроения.

Практика эксплуатации и результаты исследования резьбов[ых] соединений показывают, что при высокочастотных возмущениях вели[]чина динамической нагрузки, передаваемая на болт, зависит от жест[]костных и частотных характеристик деталей резьбового соединения. При неправильном выборе указанных характеристик динамические на[]грузки, передаваемые на болт, могут в десятки раз превысить возму[]щающую силу. Таким образом, прочность и долговечность резьбовых соединений при высокочастотных возмущениях зависят от жесткостных и частотных характеристик системы, т. е. от чувствительности соедине[]ния к динамическим воздействиям, которую назовем динамическим ка[]чеством соединения. Улучшение динамического качества, следователь[]но, и правильный выбор параметров соединения, определяющих жест[]костные и частотные характеристики системы, во многом будут способ[]ствовать повышению долговечности резьбового соединения при высо[]кочастотных возмущениях.

Для оценки динамического качества резьбового соединения рас[]смотрим вынужденные колебания массы m динамической модели (рис. 1), имитирующей реальное резьбовое соединение [1]. Пусть дей[]ствующая на соединение возмущающая сила изменяется по гармони[]ческому закону:

$$Q(t) = Q_m \sin \omega t,$$

где Q_m, ω — амплитуда и частота возмущающей силы. Тогда диффе[]ренциальное уравнение колебания системы можно представить в вид[е]

$$m\ddot{y} + (1 + ki)(C_б + C_1)\, y = Q_m . \quad (1)$$

где K — коэффициент демпфирования. Если частное решение принять в виде $\bar{y}=\bar{A}e^{i\omega t}$, где A — комплексная амплитуда колебания, подставляя его в уравнение (1), получим соотношение, связывающее комплексную амплитуду колебания массы m и возмущающую силу $\bar{Q}_m=\bar{A}(C-m\omega^2+iCK)$, откуда модуль возмущающей силы будет

$$|Q_m|=A\sqrt{(C-m\omega^2)^2-C^2K^2}. \qquad (2)$$

где $C_Б$, $C_Д$ — коэффициенты жесткостей пружин Б и Д; C — приведенная жесткость соединения.

На болт в направлении перемещения y будет действовать сила

$$Q_д=Cy+K\dot{y}$$

или в комплексной форме:

$$\bar{Q}_д=\bar{A}(C+CiK). \qquad (3)$$

Модуль этой силы:

$$|Q_д|=A\sqrt{C^2+C^2K^2}. \qquad (4)$$

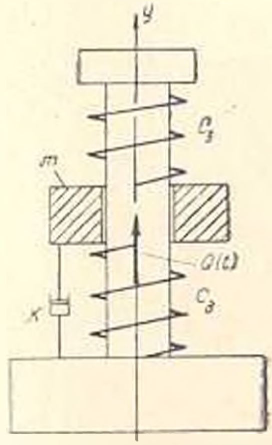


Рис. 1. Модель, имитирующая резьбовое соединение.

Отношение силы, действующей на болт, к возмущающей силе $\beta=Q_д/Q_m$ есть коэффициент передачи силы, поэтому динамическое качество соединения можно характеризовать выражением:

$$K_д=(1-\beta)\cdot 100\%. \qquad (5)$$

Откуда видно, что если $\beta<1$, то $K_д>0$, и чем меньше β, тем выше динамическое качество соединения. Если $\beta>1$, то $K_д>0$, т. е. система чувствительна к динамическим воздействиям и незначительные возмущающие силы могут вызвать большие колебания (деформации) системы. Это означает, что динамическое качество соединения неудовлетворительно.

Для определения величины жесткости резьбового соединения исходим из двух условий:

а) условие обеспечения плотности стыка, чтобы амплитуда колебания деталей соединения y не превзошла предварительной деформации соединяемых деталей $\Delta>y$. Так как $y=\gamma y_{ст}$, где $y_{ст}$ — деформация соединяемых деталей, соответствующая действию возмущающей силы в статических условиях ($\omega=0$), а γ — коэффициент динамичности системы [2], который определяется:

$$\gamma=\frac{1}{\sqrt{\left[1-\left(\frac{\omega^2}{p^2}\right)\right]^2+\left(\frac{\nu}{\pi}\right)^2\cdot\left(\frac{\omega}{p}\right)^2}}. \qquad (6)$$

здесь ν — логарифмический декремент затухания колебания; p — частота собственных колебаний системы;

б) условие минимизации коэффициента передачи силы:

$$\beta = \frac{Q_д}{Q_m} = \min.$$

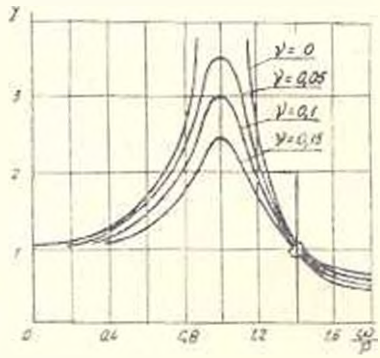


Рис. 2. Зависимость коэффициента γ от $\frac{\omega}{p}$.

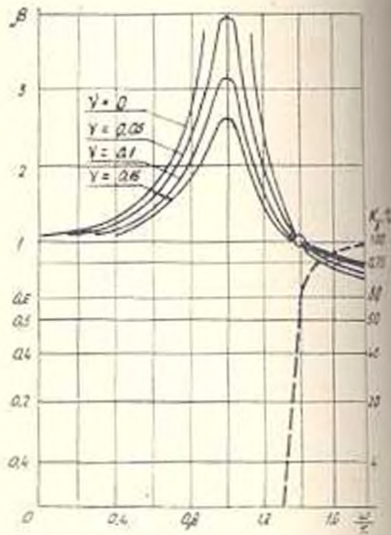


Рис. 3. Зависимость коэффициентов β и K_{γ} от $\frac{\omega}{p}$.

На рис. 2, 3 приведены зависимости коэффициентов динамичности системы, передачи силы и динамического качества от соотношения ω/p, из которых видно, что для систем, работающих под действием высокочастотных вибрационных нагрузок, жесткость соединения следует выбрать так, чтобы отношение ω/p было в пределах 1,3—1,5, т. к. коэффициент динамического качества эффективно возрастает в этой зоне.

В таблице 1, 2 приведены результаты экспериментальных исследований резьбовых соединений при вибрационных воздействиях в диапазоне 300—4000 $Гц$ с ускорением 20 g, с болтами различной жесткости, часть которых охватывает частотную зону ω/p = 1,3—1,5. Из табл. 1 видно, что раскрытие стыка имеет место при определенных отношениях $\omega/p < 1{,}2$.

При значениях $\omega/p > 1{,}2$ раскрытие стыка не происходит. Кроме того, из табл. 2 видно, что при данной частоте и амплитуде вынужденных колебаний с увеличением жесткости болта увеличивается амплитуда колебания присоединенной детали.

Правильным выбором жесткости резьбового соединения можно обеспечить плотность стыка, уменьшить амплитуду колебания деталей и тем самым повысить динамическое качество резьбового соединения.

Таблица 1

Жесткость деталей системы, $\cdot 10^6$ кГ/см		Собственная частота соединения P, Гц	$\omega=300$ Гц		$\omega=500$ Гц		$\omega=700$ Гц		$\omega=900$ Гц		$\omega=1000$ Гц		$\omega=1500$ Гц	
винт, $C_в$	деталь, $C_д$		отношение $\frac{\omega}{P}$	состояние стыка	отношение $\frac{\omega}{P}$	состояние стыка	отношение $\frac{\omega}{P}$	состояние стыка	отношение $\frac{\omega}{P}$	состояние стыка	отношение $\frac{\omega}{P}$	состояние стыка	отношение $\frac{\omega}{P}$	состояние стыка
2	12	500	0,6	+	1	—	1,4	+	1,8	+	2	+	3	+
4	16	600	0,5	+	0,84	—	1,17	—	1,5	+	1,67	+	2,5	+
6,6	18,4	700	0,43	+	0,72	+	1	—	1,3	+	1,43	+	2,14	+
8	22	800	0,38	+	0,62	+	0,875	—	1,12	—	1,25	+	1,88	+
11	29	900	0,33	+	0,55	+	0,77	—	1	—	1,12	—	1,67	+
13,4	31,6	950	0,31	+	0,52	+	0,73	+	0,95	—	1,05	—	1,58	+

(—) — раскрытие стыка. (+) — нераскрытие стыка.

Таблица 2

Жесткость винта, $\cdot 10^6$ кГ/см	Частоты возмущения, $\times 10^3$ Гц														
	1,2	1,4	1,5	1,8	2	2,2	2,4	2,6	2,8	3	3,2	3,4	3,6	3,8	4
	амплитуды колебания стола вибростенда, мкм														
	10	8	8	7	6	5	4	3	3	3	3	2	2	2	1
	амплитуды колебания присоединенной массы, мкм														
2	12	25	14	$\boxed{8}$	$\boxed{5}$	1	2	1	1	0,8	0,7	0,6	0,6	0,6	0,6
4	11	12	11	15	16	21	13	$\boxed{8}$	$\boxed{5}$	3	2	2	1,5	1	0,8
6,6	10	11	12	13	14	15	18	18	15	12	$\boxed{6}$	3	2,5	2,5	2
8	10	11	12	13	13	14	14	15	16	15	13	11	$\boxed{8}$	$\boxed{5}$	3
11	10	11	11	12	12	13	13	14	14	15	13	12	10	$\boxed{8}$	$\boxed{5}$

ПИ им. К. Маркса

Поступило 6.VI.1979

Գ. Ն. ԿՈՇԿԱՐՅԱՆ, Հ. Գ. ՇԵԿՅԱՆ

ՀԵՂՈՒՍԱՎՈՐ ՄԻԱՑՄԱՆ ՄԱՍԵՐԻ ԿՈՇՏՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐԻ ԱԶԴԵՑՈՒԹՅՈՒՆԸ ԴՐԱՆՑ ԴԻՆԱՄԻԿԱԿԱՆ ՈՐԱԿԻ ՎՐԱ

Ա մ փ ո փ ո ւ մ

Տարբեր արտաքին բեռնվածքների տակ գտնվող հեղուսավոր միացում-ներում հաճախ նկատվում է կցվանքի բացում, մանեկի ինքնապտուտակում և աշ-

խատանքային նորմալ պայմանների այլ խախտումներ։ Հեղուսավոր միացու-մը փոխարինելով առաձգական տատանողական համակարգով, ցույց է տրված, որ այդպիսի խախտումներ առաջանում են հեղուսավոր միացման մասերի կոշտությունների և համախականությունների պարամետրերի ոչ ճիշտ ընտրու-ման դեպքում։ Ստացված է դինամիկական որակի գործակից, որը բնորոշում է միացման զգայունությունը դինամիկ ազդեցություններին։

Ելնելով հեղուսավոր միացման դինամիկական որակի լավացման պայ-մանից, բերվում է դրա առանձին մասերի կոշտությունների որոշման մեթոդիկան։

ЛИТЕРАТУРА

1. *Кошкарян Г. Н., Шекян Г. Г.* Влияние полигармонических колебаний на работу резьбового соединения. «Известия АН АрмССР (серия Т. Н.)», т. XXXII, № 4, 1979.
2. *Бабаков И. М.* Теория колебаний. М., «Наука», 1968.

ՀԱՅԿԱԿԱՆ ՍՍՀ ԳԻՏՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐԻ ԱԿԱԴԵՄԻԱՅԻ ՏԵՂԵԿԱԳԻՐ
ИЗВЕСТИЯ АКАДЕМИИ НАУК АРМЯНСКОЙ ССР

Տեխնիկ. գիտութ. սերիա XXXIII, № 3, 1980 Серия технических наук

МАШИНОСТРОЕНИЕ

В. М. СЕМЕНОВ, Г. Г. КОЛОЗЯН, С. А. ХАЧАТРЯН

АВТОКОЛЕБАНИЯ В СИСТЕМЕ «ДВИГАТЕЛЬ-ТРАНСМИССИЯ — ТРАНСПОРТНОЕ СРЕДСТВО» ПРИ БУКСОВАНИИ ДВИЖИТЕЛЕЙ

Низкочастотные автоколебания в трансмиссиях имеют место в случаях:

— буксования ведущего диска относительно ведомого сцепления в процессе ее плавного включения;

— буксования движителей [1].

В силу сложности процесса буксования, обычно вводятся упрощения в расчетные схемы, рассматривая, например, наиболее тяжелый случай — буксование ведущих движителей на опорной поверхности с малой несущей способностью, когда машина теряет способность двигаться.

На рис. 1а приведена рассчетная схема рассматриваемого явления. Введены обозначения:

I_1 — момент инерции вращающихся частей двигателя; C_{1p} — крутильная жесткость трансмиссии; $C_{1ш}$ — суммарная, приведенная к крутильной, жесткость движителей; C_3 — приведенная к двигателю суммарная, эквивалентная крутильной, жесткость реактивных элементов ведущего моста; D — дифференциальный механизм, эквивалентный главной передаче [1]; C_0 — механизм, имитирующий буксование движителя относительно грунта. На пространственной схеме этот механизм изображен колодкой, трущейся по диску, с моментом инерции, имеющим координату φ_2; I_2 — суммарный момент инерции движителей.

Полагая, что зависимость крутящего момента движителя от скорости буксования на деформируемых фрикционных поверхностях (сухой снег, песок) выражается графиком, подобным на рис. 1б (пунктирная линия — эксперимент), в системе, изображенной на рис. 1а, могут возникнуть совместно с гармоническими релаксационные колебания.

Релаксационным колебаниям (по виду — пилообразные кривые в функции времени) соответствуют колебания участка C_{11}, если при равномерной скорости вращения $\dot{\varphi}_1 = \omega$ и маховой массы — I_1, $C_{1p} = C_3 = \infty$. Гармонические колебания при равномерной скорости вращения маховой массы J_1, по величине значительно большей J_1 возникнут в контуре J_1, $C_{тр}$, $C_{экв}$.

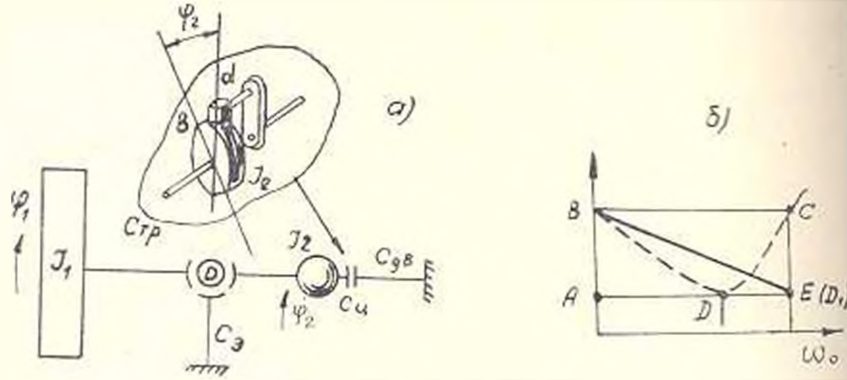


Рис. 1. Схема нагружения.

Исследование совместных релаксационных и гармонических колебаний [2—4] заключается в следующем.

При $C_{тр} = \infty$, $C_э = \infty$ уравнения колодки будут:

$$\dot{\varphi}_2 = \Phi(\varphi_2). \qquad (1)$$

где

$$\Phi(\varphi_2) = \begin{cases} \omega \text{ при } \dot{\varphi}_2 > 0, & b < \varphi_2 < d, \\ T(\varphi_2) + \omega \text{ при } \dot{\varphi} < 0, & b < \varphi_2 < d, \end{cases}$$

$\omega = \dot{\varphi}_2$ или $\omega_0 = 0$ (скорость буксования) при $B < \dot{\varphi} < d$ и $\dot{\varphi}_2 = \omega + \omega_0$ при $B < \dot{\varphi}_2 < d$. (смысл параметров B, d и др. виден из фазовых диаграмм на рис. 2).

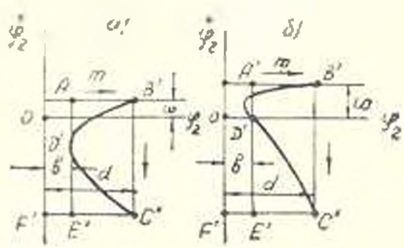


Рис. 2. Фазовые диаграммы.

Тогда

$$C_{тм} \cdot \varphi_2 = R(-\omega_0) = R(\omega - \dot{\varphi}_2)$$

при $B < \dot{\varphi}_2 < d$

или

$$\dot{\varphi}_2 = T(\varphi_2) + \omega,$$

т. к. $\omega_0 = T(\varphi_2)$ есть обратная функция от $\dfrac{R\omega_0}{C_{тм}}$. Функция $\Phi(\varphi_2)$ показана на рис. 2а в виде фазовых диаграмм. Изображающая точка m на колодке в координатах $\varphi_2 \dot{\varphi}_2$ движется в направлении стрелок. Когда колодка перемещается вместе с диском, точка движется по $A'B'$; когда угол $\varphi_2 = d$, точка скачком занимает положение C', изменяя направление движения, далее точка m начинает двигаться по $C'D'$. Из D' точка m скачком занимает положение A' и т. д. Первый процесс — самовозбуждающиеся „мягкие" релаксационные колебания ($\omega < \omega_{0,0}$ — абсциссы минимума $R\omega_0$ — рис. 2а), второй — цикл „жестких" релаксационных колебаний ($\omega > \omega_{0,0}$ — рис. 2б). В этом случае для начала процесса необходимо начальное отклонение системы на величину $|\varphi_2| > B$ или $\dot{\varphi}_2 \neq 0$; колебания будут зависить от угловой скорости ω. В обоих случаях, при $C_{тр} = \infty$ и $C_{экв} = \infty$ имеют место свободные релаксационные колебания с пилообразным изменением по времени амплитуды φ_2.

При колебаниях маховой массы I_1 скорость ω_0 определяется как разность скоростей, т. е. $\omega_0 = \dot{\varphi}_2 - (\omega + \dot{\varphi}_1)$. Поэтому $R(\omega_0) = R[\dot{\varphi}_2 - (\omega + \dot{\varphi}_1)]$ и в этом случае имеем:

$$\dot{\varphi}_2 = \Phi_1(\varphi_2, \dot{\varphi}_1), \tag{2}$$

где

$$\Phi_1(\varphi_2, \dot{\varphi}_1) = \begin{cases} \omega + \dot{\varphi}_1 & \text{при } \dot{\varphi}_2 > 0, \\ T(\varphi_2) + \omega + \dot{\varphi}_1 & \text{при } \dot{\varphi}_2 < 0. \end{cases}$$

При достаточно больших значениях I_1 по сравнению с I_1 уравнение движения массы I_1 будет:

$$I_1\ddot{\varphi}_1 + \frac{C_{тр} + C_{экв}}{C_{тр} \cdot C_{экв}} \cdot \varphi_1 + k_1 \cdot \dot{\varphi}_1 = 0,$$

где k_1 — коэффициент демпфирования трансмиссии и реактивных элементов.

При наличии релаксационных колебаний, рассматривая момент $C_{эк} \cdot \varphi_2$ как внешний, приложенный к маховой массе I_1, можно написать следующие уравнения движения системы:

$$\ddot{\varphi}_1 + \omega_c^2 \varphi_1 = F(\varphi_2, \dot{\varphi}_1), \tag{3}$$

где

$$\omega_c^2 = \frac{C_{тр} + C_{экв}}{C_{тр} \cdot C_{экв}} \cdot \frac{1}{I_1} = \frac{C}{I_1};$$

$$F(\varphi_2, \dot{\varphi}_1) = \frac{1}{I_1}(C_{эк}\varphi_2 - K_1\dot{\varphi}_1).$$

Итак, движение системы, приведенной на рис. 1а, можно описать уравнениями (2), (3):

$$\begin{cases} \dot{\varphi}_2 = \Phi(\varphi_2) + f(\dot{\varphi}_1); \\ \ddot{\varphi}_1 + \omega_c^2 \varphi_1 = F(\varphi_2, \dot{\varphi}_1). \end{cases}$$

где уравнение (2) представлено в виде

$$\dot{\varphi}_2 = \Phi_1(\varphi_2, \dot{\varphi}_1) = \Phi(\varphi_2) + f(\dot{\varphi}_1).$$

Малость членов $f(\varphi_1)$ и $F(\varphi_2, \dot\varphi_1)$ по сравнению с другими предс... вим путем введения малого параметра $\varepsilon < 1$. Окончательно, дифференциальные уравнения рассматриваемой системы будут:

$$\begin{cases} \dot\varphi_2 = \Phi(\varphi_2) + \varepsilon f(\dot\varphi_1); \\ \ddot\varphi_1 + \omega_c^2 \varphi_1 = \varepsilon F(\varphi_2, \dot\varphi_1). \end{cases} \quad (5)$$

Решения по первому приближению асимптотическими методами данной задачи дают:

$$\varphi_2 = \varepsilon\left(\frac{\omega_c}{n} \cdot t - \frac{\xi}{n}\right); \qquad \dot\varphi_1 = a \cdot \sin \omega_c t,$$

где $\xi = \nu - \frac{p}{q}\psi$; p, q, ν, a — некоторые постоянные ($\varphi = \omega_c t$, $\psi = \omega_c t$);

$n = \frac{\omega_c}{\omega_2} = \frac{p}{q} + \varepsilon\Delta$ — отношение частот рассматриваемой системы, ω_1, ω_2 — частоты гармонических и релаксационных колебаний; Δ — параметр расстройки; $\varepsilon\Delta$ — расстройка системы.

Имеем сдвиг фазы между φ_2 и φ_1 на величину $\frac{\xi}{n}$.

Соотношения между периодом свободных T_0 и связанных релаксационных колебаний T при $\frac{p}{q} = n$ выразится уравнением

$$T = T_0 \left| 1 - \frac{2\omega_c}{2} L_n \cdot \cos(\xi_c + \tau_n) \right|. \quad (6)$$

Взаимодействие релаксационных и гармонических колебаний при $\frac{\omega_1}{\omega_2} = n + \varepsilon\Delta$ сопровождается изменением периода связанных релаксационных колебаний. В выражении (6) $2\omega_c$ — скорость гармонических колебаний, а L_n — амплитуда n-ой гармоники релаксационных колебаний $\frac{1}{\omega_2 f'(\varphi_2)}$, знаменатель которой — скорость свободных релаксационных колебаний, а $f'\varphi_2$ — их функция.

На рис. 3а приведена выкопировка из осциллограмм, полученных при испытаниях. Буксование имело место на сухом песке при $n = \frac{\omega_1}{\omega_2} = 1$. В верхней части показаны изменения по времени гармонического крутящего момента M и силы тяги буксующего движения $P_т$. Для того, чтобы не загромождать графики на осциллограмме, при выкопировке не показаны нулевые значения и, следовательно, постоянные составляющие M и $P_т$.

В нижней части осциллограммы приведены графики изменения по времени $\dot\varphi_1$ — угловой скорости движителя и $\dot\varphi_2$ — приведенной к угло-

...ной скорости поступательных релаксационных колебаний неподрессоренных частей ведущего моста. Обработка осциллограмм состоит в анализе совместного изменения силы тяги при буксовании $P_т$ и скорости буксования ω_0 на участке CD (рис. 3а). При угле сдвига фаз между φ_2 и φ_{11} близким к π (рис. 3а), согласно всего вышеизложенного скорость буксования в данном случае определяется зависимостью

$$\omega_0 = \dot{\varphi}_2 + (\omega + \dot{\varphi}_1).$$

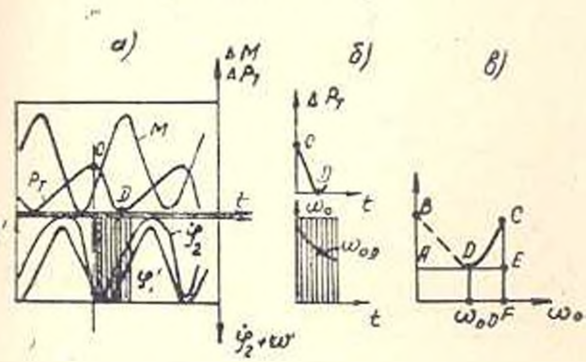


Рис. 3. К построению характеристик буксования.

Из рис. 3б следует, что при значении ω_{0D} сила буксования имеет минимальное значение. При идеализации процесса — остропилообразные кривые релаксационных колебаний — сила $P_т$ после точки D изменяется без буксования движителя. Причем, в это время кривую $\dot{\varphi}_2$ можно принять постоянной величиной, равной ω. В действительности же процесс сглаживается и буксование прекращается после точки D с некоторым запозданием по времени.

На рис. 3а показано изменение кривой CD, характеризующей изменение силы буксования движителей от скорости; эта кривая построена по графику рисунка 3б.

Далее, в точке B, соответствующей силе буксования при $\omega_0 = 0$, сила $P_т$ определяется испытаниями движителей на грунтах при определении сил сцепления — сил буксования покоя (по аналогии с силами трения покоя). Принимая характер изменения участка AD линейным, получим полную характеристику буксования движителей.

На рис. 4 приведены графики изменения амплитуды динамического угла закручивания трансмиссии опытного транспортного средства (в приведении к коленчатому валу двигателя) в зависимости от коэффициента демпфирования k и показателя характеристик движителей $\Delta = d - b$ при различных значениях $\frac{\omega_1}{\omega_c}$.

Основные параметры системы:

$C_{дв} = 1{,}3$ *кгсм/рад*; $C = 1{,}12$ *кгсм/рад*; $I_1 = 1{,}59$ *кгсмсек²*;
$I_1 = 0{,}009$ *кгсмсек²*; $\omega_c = 112$ *рад/сек*; $0{,}005 < k < 0{,}02$ *кгсмсек*;
$1{,}7 < d - B < 2{,}5$ *рад*.

Как видно из графика, амплитуды устойчивых гармонических колебаний трансмиссии при буксовании движителей зависят от коэффициента демпфирования k и показателя характеристики движителей $d-b$. Испытания показали, что практически имеет место взаимодействия релаксационных колебаний с гармоническим при $\frac{\omega_г}{\omega_c} = 1$. Отметим, что вышеизложенные расчеты справедливы при предположении расстройки $\varepsilon_\Delta \leqslant 0,4$.

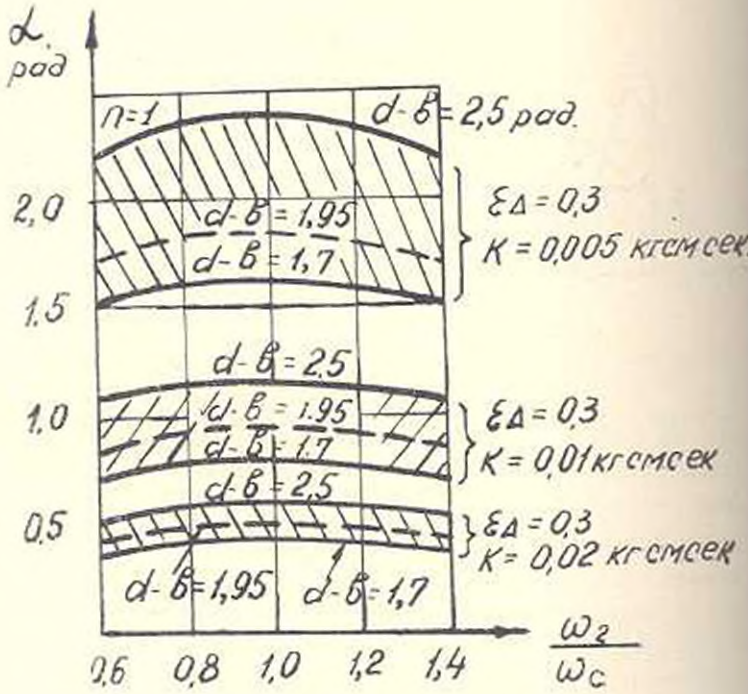


Рис. 4. Изменение угла закручивания трансмиссии.

Сравнения расчетных и экспериментальных данных показывают, что по частоте и амплитуде гармонических колебаний деталей трансмиссии, при автоколебаниях вследствие буксования движителей, результаты совпадают с точностью 15—20%.

Разность в силах покоя и трения движителей о грунт в зависимости от коэффициента демпфирования трансмиссии влияет на амплитуду трансмиссии автомобиля при автоколебаниях. Из рис. 4 видно, что при коэффициенте демпфирования трансмиссии $k = 0,005 \div 0,01$ *кгсмсек* изменение разности в силах покоя и трения с 1,7 до 2,5 увеличивает амплитуду колебаний трансмиссии, примерно в 1,4 раза, а при коэффициенте $k = 0,02$ *кгсмсек* — в 1,2 раза.

Выводы

1. Для оценки нагружения трансмиссий автомобилей, работающих в режимах автоколебаний, в экспериментах необходимо получить характеристики буксования движителей, которые давали бы оценку работы движителей по разности сил покоя и трения движения при буксовании.

2. Согласно изложенной методике характеристики буксования движителей экспериментально можно получать не на стендах, а в полевых условиях.

ЕрПИ им. К. Маркса

Поступило 15.X.1979

Վ. Ս. ՍԻՄՅՈՆՈՎ, Դ. Դ. ՔՈԼՈՋՅԱՆ, Ս Ա. ԽԱՉԱՏՐՅԱՆ

«ՏԱՆՈՂ ԱՆԻՎ–ՓՈԽՀԱՂՈՐԴԱԿ–ՏՐԱՆՍՊՈՐՏԱՅԻՆ ՄԻՋՈՑ» ՀԱՄԱԿԱՐԳԻ ԻՆՔՆԱՏԱՏԱՆՈՒՄՆԵՐԸ ՏԵՂԱՊՏՈՒՅՏԻ ԺԱՄԱՆԱԿ

Ա մ փ ո փ ո ւ մ

Ուսումնասիրվում են փոխհաղորդակի ինքնատատանումները և գնահատվում նրա բեռնվածային վիճակը։ Տրված են տատանման պրոցեսների մաթեմատիկական ու փորձնական վերլուծությունները և գնահատված է փոխհաղորդակի վիճակը տեղապտույտի ժամանակ։

Համաձայն մշակված մեթոդիկայի, տանող անիվի տեղապտույտը բնութագրող մեծությունները կարելի է ստանալ ոչ թե փորձարկման կայանքների վրա, այլ ճանապարհային փորձարկումների միջոցով։

ЛИТЕРАТУРА

1. *Семенов В. М., Армадеров Р. Г.* Работа грузового автомобиля в тяжелых дорожных условиях. М., Автотрансиздат, 1962.
2. *Кайдановский Н. Н., Хайкин С. Э.* Механические релаксационные колебания. ЖТФ, вып. 1, 1938.
3. *Костерин Н. Н.* и др. Причины захватывания и вибрации в автомобильном сцеплении. Сб. «Конструирование, исследование, испытания автомобилей», прилож. к журн. «Автомобильная и тракторная промышленность», 1956.
4. *Хальченко Л. П.* К вопросу о связанных колебаниях теоретического осциллятора и генератора разрывных колебаний. ЖТФ, т. XI, 1941.
5. *Боголюбов Н. Н.* и др. Асимптотические методы в теории нелинейных колебаний. М., Физматгиз, 1963.
6. *Кононенко В. О.* Взаимодействие релаксационных автоколебаний с гармоническими колебаниями механических систем. Сб. тр. инс. стр. мех. АН УССР, № 19, Киев, Изд. АН УССР, 1956.

ՀԱՅԿԱԿԱՆ ՍՍՀ ԳԻՏՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐԻ ԱԿԱԴԵՄԻԱՅԻ ՏԵՂԵԿԱԳԻՐ
ИЗВЕСТИЯ АКАДЕМИИ НАУК АРМЯНСКОЙ ССР

Տեխնիկական գիտութ. սերիա XXXIII, № 3, 1980 Серия техничес

СТРОИТЕЛЬНАЯ МЕХАН

Г. Б. ШАХАЗИЗЯН

О ВЛИЯНИИ ПОЛЗУЧЕСТИ И СТАРЕНИЯ НА УСТОЙЧИВОСТЬ УДЛИНЕННОЙ ТРЕХСЛОЙНОЙ ПЛИТЫ

Рассматривается вопрос устойчивости прямоугольной удлине шарнирно-опертой и сжимающей по длинным краям гибкой плиты с чальным прогибом и с двухсторонними симметричными тонкими ус вающими покрытиями. Материал покрытий считается упругим, а среднего слоя имеют место соотношения наследственной теории по зучести Маслова—Арутюняна [1].

Вопросы устойчивости при ползучести посвящены многочисле ные исследования. Подробная библиография и анализ работ в этой об ласти даны в монографиях [2, 4].

§ 1. *Основные зависимости.* Рассматривая слой плиты единичн ширины (балочная плита) и принимая гипотезу плоских сечени

$$\varepsilon_x = e_x + \varkappa_x z,$$

где e_x — деформация, а $\varkappa_x$ — кривизна срединной поверхности плит напряжения в крайних слоях определяются формулой

$$\sigma_{x_{1,2}} = \frac{E_1}{1-\nu_1^2}(e_x \pm \varkappa_x h).$$

В среднем слое, согласно соотношениям [1] имеем

$$\sigma_x(t) = \frac{E_2(t)}{1-\nu^2}[e_x(t) + \varkappa_x(t) z] - \int_{\tau_1}^{t} \frac{E_2(t)}{1-\nu^2}[e_x(\tau) + \varkappa_x(\tau) z] R(t,\tau) d\tau$$

где

$$R(t,\tau) = \gamma_1(\tau) - \gamma + \frac{E_1(\tau)}{E_2(\tau)} - \frac{D(\tau)}{E_2(\tau)} \int_{\tau}^{t} E_2(y)\, e^{-\int_{\tau}^{y} \gamma(x) dx} dy.$$

Резольвента ядра ползучести —

$$K(t,\tau) = -E_2(\tau) \frac{\partial}{\partial \tau}\left\{\frac{1}{E_2(\tau)} + \varphi(\tau)\left[1 - e^{-\gamma(t-\tau)}\right]\right\}.$$

Здесь

$$\lambda(\tau)=\gamma\left[1+\varphi(\tau)E_2(\tau)\right];\qquad D(\tau)=\lambda'(\tau)+\lambda(\tau)\left[\lambda(\tau)-\gamma\right];$$
$$\varphi(\tau)=C_0+\frac{A_1}{\tau};\qquad E_2(\tau)=E_0\left(1-\beta e^{-\alpha\tau}\right). \tag{1.6}$$

Для старого материала $\varphi(\tau)=C_0$, $E_2(\tau)=E_0$ и будем иметь

$$R(t,\tau)=\lambda e^{-\eta(t-\tau)},\qquad \lambda=\gamma E_0C_0,\qquad \eta=\gamma\left(1+E_0C_0\right). \tag{1.7}$$

Из статических условий имеем:

$$N_x=\left(\sigma_{x_1}+\sigma_{x_2}\right)\Delta+\int_{-h}^{h}\sigma_x dz;\qquad M_x=\left(\sigma_{x_1}+\sigma_{x_2}\right)\Delta h+\int_{-h}^{h}\sigma_x z\,dz. \tag{1.8}$$

Используя выражения напряжений в слоях (1.2) и (1.3), из (1.8) получаем

$$N_x(t)=H\left\{\left[E_2^*(t)+\mu E_1^*\right]e_x(t)-\int_{\tau_1}^{t}E_2^*(\tau)e_x(\tau)R(t,\tau)d\tau,\right.$$
$$\left.M_x(t)=I\left\{\left[E_2^*(t)+3\mu E_1^*\right]\varkappa_x(t)-\int_{\tau_1}^{t}E_2^*(\tau)\varkappa_x(\tau)R(t,\tau)d\tau\right\},\right. \tag{1.9}$$

где

$$E_2^*(t)=\frac{E_2(t)}{1-\nu^2};\qquad E_1^*=\frac{E_1}{1-\nu_1^2};\qquad \mu=\frac{\Delta}{h};\qquad H=2h;\qquad I=\frac{2h^3}{3}\cdot \tag{1.10}$$

Между компонентами перемещения и деформации срединной поверхности плиты имеются зависимости:

$$e_x=\frac{\partial u}{\partial x}+\frac{1}{2}\left[\left(\frac{\partial w_*}{\partial x}\right)^2-\left(\frac{\partial w_0}{\partial x}\right)^2\right];\qquad \varkappa_x=-\frac{\partial^2 w}{\partial x^2}\cdot \tag{1.11}$$

Здесь $w_0(x)$ — начальная заданная погибь; $w(x,t)$ — погибь от воздействия внешних сил, а $w_*(x,t)=w_0(x)-w(x,t)$.

Примем

$$w_0(x)=f_0\sin\frac{\pi x}{e}\cdot\qquad w(x,t)=f(t)\sin\frac{\pi x}{e}\cdot \tag{1.12}$$

где f_0 — заданная начальная стрела прогиба, а $f(t)$ — неизвестный, изменяющийся во времени прогиб в середине плиты.

§ 2. *Вариационное уравнение задачи.* Согласно принципу возможных перемещений имеем

$$\int_0^e\left[N_x(t)\delta e_x(t)+M_x(t)\delta\varkappa_x(t)\right]dx-P^*(t)\delta u(e,t)=0. \tag{2.1}$$

Здесь принято $u(0, t) = 0$. Сближение краев плиты будет

$$u(e, t) = \frac{1}{2}\int_0^l \left[\left(\frac{\partial w}{\partial x}\right)^2 - \left(\frac{\partial w_0}{\partial x}\right)^2\right] dx. \quad (2$$

Подставляя соотношения (1.9), (1.11), (2.2) и (2.1), интегрируя по частям и учитывая граничные условия

$$M_x = 0, \qquad N_x = -P, \qquad \delta w = 0 \quad \text{при} \quad x = 0 \text{ и } x = l, \quad (2$$

получаем вариационное уравнение

$$\int_0^l \left\{ I\left[E_2^*(t) - 3\varphi E_2^*\right] \frac{\partial^4 w(x, t)}{\partial x^4} - I\int_{\tau_1}^{t} E_2^*(\tau)\frac{\partial^4 w(x, \tau)}{\partial x^4} R(t, \tau)\, d\tau -\right.$$

$$\left. - P^*(t)\frac{\partial^2 w_0(x, t)}{\partial x^2}\right\} \delta w(x, t)\, dx = 0. \quad (2$$

Внося (1.12) в (2.4), интегрируя и вводя обозначения

$$\xi_0 = \frac{f_0}{H}, \qquad \xi(t) = \frac{f(t)}{H}, \qquad E(t) = \frac{E_2^*(t)}{E_2^*},$$

$$P_э^* = \frac{\pi^2 I E_2^*}{e^2}, \qquad P(t) = \frac{P^*(t)}{P_э^*}, \quad (2$$

получаем неоднородное интегральное уравнение типа Вольтерра относительно $\xi(t)$

$$[E(t) + 3\varphi - P(t)]\,\xi(t) - P(t)\,\xi_0 = \int_{\tau_1}^{t} E(\tau)\,\xi(\tau)\,R(t, \tau)\, d\tau. \quad (2$$

Подставляя выражение $R(t, \tau)$ из (1.4) в (2.6), после некоторых преобразований будем иметь

$$[E(t) + 3\varphi - P(t)]\,\xi(t) - P(t)\,\xi_0 = \int_{\tau_1}^{t} E(\tau)\,\xi(\tau)\left[\gamma_1(\tau) - \gamma + \frac{E'(\tau)}{E(\tau)}\right] d\tau -$$

$$- \int_{\tau_1}^{t} D(\tau)\,\xi(\tau)\, e^{\int_{\tau_1}^{\tau}\gamma(x)\,dx}\, d\tau \int_{\tau_1}^{\tau} E(y)\, e^{-\int_{\tau_1}^{y}\gamma(x)\,dx}\, dy. \quad (2.7)$$

Применяя к (2.7) формулу Дирихле о преобразовании двукратного интеграла, дифференцируя по t и обозначая $\dot{\xi}(t) = v(t)$, получаем

$$[E(t)+3\mu-P(t)]\,v(t)=P'(t)\,[\xi(t)+\xi_0]+E(t)\,[\eta(t)-\gamma]\,\xi(t)-$$

$$-E(t)\,e^{-\int\limits_{\tau_1}^{t}\eta(x)dx}\int\limits_{\tau_1}^{t}D(\tau)\,\xi(\tau)\,e^{\int\limits_{\tau_1}^{\tau}\eta(x)dx}\,d\tau. \qquad (2.8)$$

Умножая обе части уравнения (2.8) на $e^{\int\limits_{\tau_1}^{t}\eta(x)dx}$, дифференцируя по t и произведя необходимые выкладки, приходим к системе из двух дифференциальных уравнений первого порядка с переменными коэффициентами:

$$\begin{cases} \dot{\xi}(t)=v(t); \\ \dot{v}(t)=\dfrac{[P(t)-3\mu]\left[\eta(t)-\dfrac{E'(t)}{E(t)}\right]-\gamma E(t)+2P'(t)}{E(t)+3\mu-P(t)}\,v(t)+ \\ \qquad +\dfrac{P''(t)+P'(t)\left[\eta(t)-\dfrac{E'(t)}{E(t)}\right]}{E(t)+3\mu-P(t)}\,[\xi(t)+\xi_0]. \end{cases} \qquad (2.9)$$

Принимая $t=\tau_1$, из (2.6) и (2.8) получим начальные условия системы дифференциальных уравнений (2.9):

$$\begin{cases} \xi(\tau_1)=\dfrac{P(\tau_1)}{E(\tau_1)+3\mu-P(\tau_1)}\,\xi_0; \\ v(\tau_1)=\dfrac{P'(\tau_1)[\xi(\tau_1)+\xi_0]+E(\tau_1)[\eta(\tau_1)-\gamma]\,\xi(\tau_1)}{E(\tau_1)+3\mu-P(\tau_1)}. \end{cases} \qquad (2.10)$$

§ 3. *Критерий устойчивости.* Примем для рассматриваемой плиты критерий длительной устойчивости [6], согласно которому состояние плиты считается устойчивым, если при постоянной нагрузке скорость нарастания прогиба со временем не увеличивается.

Чтобы удовлетворить этому условию, как следует из (2.9) при $P(t)=P=\text{const}$, должно иметь место неравенство

$$(P-3\mu)\left[\eta(t)-\frac{E'(t)}{E(t)}\right]-\gamma E(t)\leqslant 0 \qquad (3.1)$$

или

$$P<\frac{\gamma E(t)}{\eta(t)-\dfrac{E'(t)}{E(t)}}+3\mu. \qquad (3.2)$$

Очевидно, в этом случае

$$E(t)+3\mu-P>0, \qquad (3.3)$$

и производная скорости (ускорение) будет отрицательной $\dot{V} < 0$.

Таким образом, при значении P, удовлетворяющем неравенству (3.2), скорость нарастания прогиба со временем затухает $(V \to 0)$ и плита не теряет устойчивости. Наибольшее значение силы P, при котором неравенство (3.2) выполняется для любого момента времени, будет

$$P = \frac{\gamma E(\tau_1)}{\gamma(\tau_1) - \frac{E'(\tau_1)}{E(\tau_1)}} + 3\mu. \tag{3.4}$$

Значение этой силы назовем критической силой длительной устойчивости $(P_{дл})$.

Если имеет место равенство

$$P = E(\tau_1) + 3\mu, \tag{3.5}$$

то, как следует из начальных условий (2.10), плита мгновенно теряет устойчивость $(V(\tau_1) \to \infty)$.

Значение силы P, определяемое из условия (3.5), будем называть критической силой мгновенной устойчивости $(P_{мгн})$.

Обозначая индексом * значения величин, соответствующие времени $t \to \infty$, для старого материала $(\tau_1 = \infty)$ будем иметь:

$$P_{мгн_*} = E_* + 3\mu; \qquad P_{дл_*} = \frac{E_*}{1 + E_* C_*} + 3\mu. \tag{3.6}$$

Из анализа выражений (3.4) и (3.5) следует, что возраст материала и относительная толщина усиливающих слоев существенно влияют на значения критических сил мгновенной и длительной устойчивости.

§ 4. *Задача релаксации*. Определим закон изменения $P(t)$, при котором прогиб плиты остается постоянным во времени $w(x, t) = w(x, \tau_1) = \text{const}$.

Принимая в (2.6) $\xi(t) = \xi(\tau_1) = \xi_1 = \text{const}$, значение которого после приложенной нагрузки $R(\tau_1)$ определяется из первого уравнения начальных условий (2.10), получим:

$$P(t)(\xi_1 + \xi_0) = [E(t) + 3\mu]\xi_1 - \xi_1 \int_{\tau_1}^{t} E(\tau) R(t, \tau)\, d\tau, \tag{4.1}$$

откуда

$$\frac{P(t)}{P(\tau_1)} = \frac{1}{E(\tau_1) + 3\mu} \left[E(t) + 3\mu - \int_{\tau_1}^{t} E(\tau) R(t, \tau)\, d\tau \right]. \tag{4.2}$$

Из выражения (4.2) следует, что $P(t)$ монотонно убывающая функция.

§ 5. *Численный пример и основные выводы.* В качестве примера возьмем железобетонную плиту под действием постоянной силы $P(t) = P^0 = \mathrm{const}$, при значениях параметров:

$$E_1 = 2\cdot 10^6\ кг/см^2; \quad E_0 = 2\cdot 10^5\ кг/см^2; \quad C_0 = 0{,}9\cdot 10^{-5}\ см^2/кг;$$

$$\alpha = 0{,}03\ \frac{1}{сутки}; \quad \beta = 1; \quad \gamma = 0{,}026\ \frac{1}{сутки}; \quad \nu_1 = \nu = 0{,}3; \quad \xi_0 = 0{,}1.$$

На основании численного интегрирования системы дифференциальных уравнений (2.9) с начальными условиями (2.10), а также уравнения (4.2), произведенного на ЭВМ «ЕС-1020», построены графики на рис. 1—4.

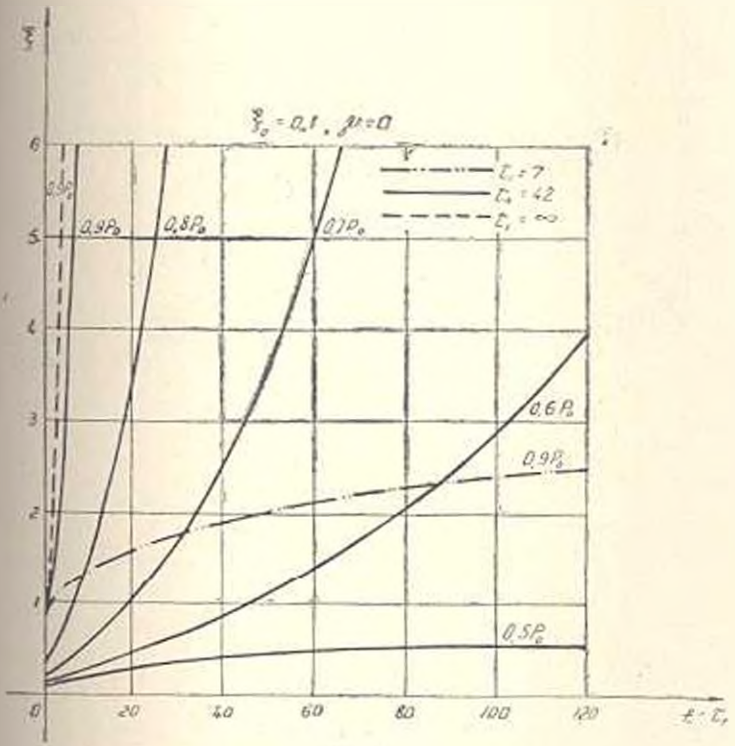


Рис. 1.

Из рис. 3 заключаем, что с увеличением возраста бетона τ_1 и относительной толщины усиливающих слоев μ увеличиваются $P_{мгн}$, $P_{дл}$ и $\frac{P_{дл}}{P_{мгн}}$.

При постоянном прогибе (задача релаксации) отношение $\frac{P(t)}{P(\tau_1)}$ (рис. 4) наиболее уменьшается с увеличением τ_1 и уменьшением μ.

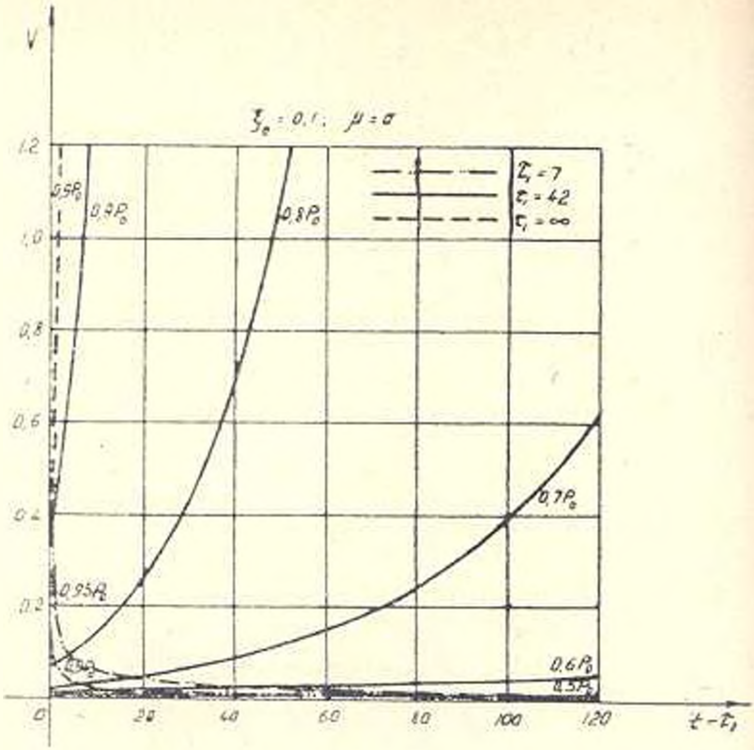

V
$\xi_0 = 0,1;\ \mu = 0$
$\tau_1 = 7$
$\tau_1 = 42$
$\tau_1 = \infty$
$0,5P_0$
$0,9P_0$
$0,8P_0$
$0,7P_0$
$0,95P_0$
$0,6P_0$
$0,5P_0$
$t - \tau_1$

Рис. 2.

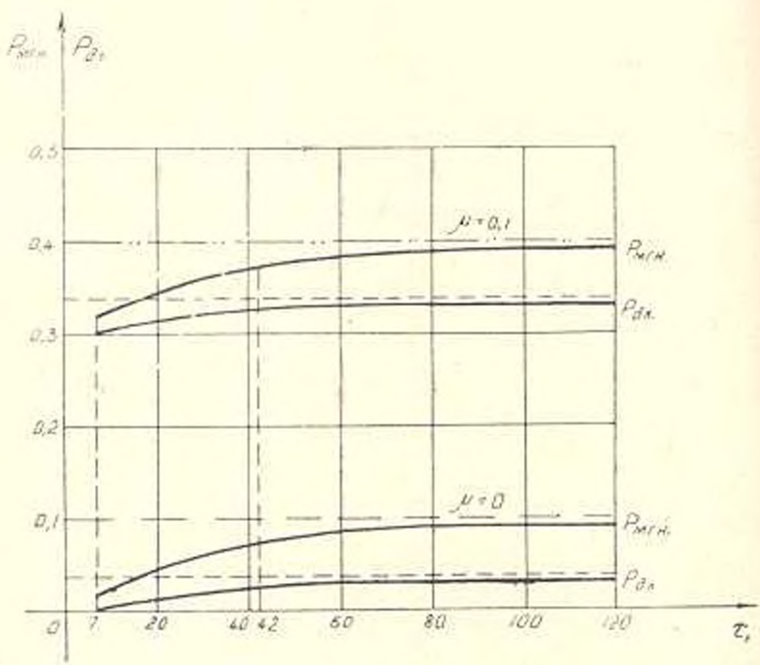

$P_{мгн.}$ $P_{дл.}$
$\mu = 0,1$
$\mu = 0$
$P_{мгн.}$
$P_{дл.}$
τ_1

Рис. 3.

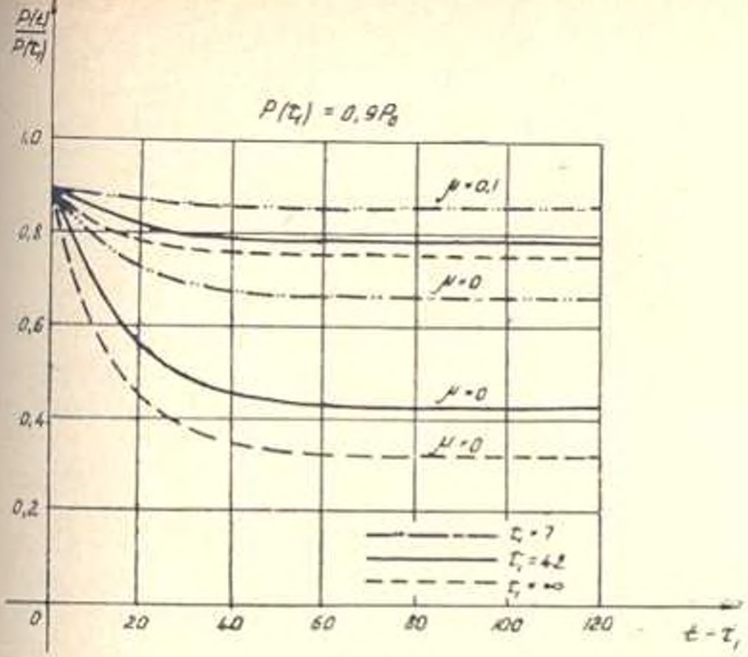


Рис. 4.

Ереванский политехнический
институт им. К. Маркса

Поступило 25.II.1980

Հ. Բ. ՆԱԶԱՐՅԱՆ

ՄԵԾ ԵՐԿԱՐՈՒԹՅԱՆ ԵՌԱՇԵՐՏ ՍԱԼԻ ԿԱՅՈՒՆՈՒԹՅԱՆ ՎՐԱ ՍՈՂՔԻ ԵՎ ԾԵՐԱՑՄԱՆ ԱԶԴԵՑՈՒԹՅՈՒՆԸ

Ա մ փ ո փ ո ւ մ

Հոդվածում բերվում է սկզբնական ճկվածքով մեծ երկարություն ունեցող եռաշերտ սալի կայունության խնդիրը երկար կողմերով սեղմման դեպքում: Արտաքին շերտերի նյութը ընդունվում է առաձգական, իսկ միջին շերտի համար հաշվի է առնվում սողքը, ըստ Մասլով-Հարությունյանի ժառանգական տեսության:

Հնարավոր տեղափոխումների սկզբունքի հիման վրա կազմված է Ռիցի վարիացիոն հավասարումը, որը բերվում է առաջին կարգի փոփոխական գործակիցներով երկու դիֆերենցիալ հավասարումներից կազմված համակարգի, որոնց թվային ինտեգրման արդյունքները երկաթբետոնե սալի օրինակի վրա ներկայացված են գրաֆիկների միջոցով:

Սալի ակնթարթային և երկարատև կայունության դեպքերում կրիտիկական ուժի որոշման համար ստացված են անալիտիկ արտահայտություններ:

ЛИТЕРАТУРА

1. *Арутюнян Н. Х.* Некоторые вопросы теории ползучести. М.—Л., ГИТТЛ, 195
2. *Работнов Ю. Н.* Элементы наследственной механики твердых тел. М., «Н 1977.
3. *Ржаницын А. Р.* Устойчивость сжатых элементов при ползучести матер «Строительная механика и расчет сооружений», 1959, № 5.
4. *Хофф Н.* Продольный изгиб и устойчивость. М., ИЛ, 1955.
5. *Задоян М. А.* Смешанное вариационное уравнение нелинейного ползучего задача выпучивания призматического стержня. «Известия АрмССР, Ме ка», т. XXI, № 2, 1968
6. *Шестериков С. А.* О критерии устойчивости стержня при ползучести. «Прик ханика», 1959, № 6
7. *Букатян Л. Б.* Устойчивость тонкостенных стержней с учетом ползучести мат ла «Известия АН АрмССР (сер. физ.-мат., естеств. и техн. наук)», т. VI, № 1953.

ՀԱՅԿԱԿԱՆ ՍՍՀ ԳԻՏՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐԻ ԱԿԱԴԵՄԻԱՅԻ ՏԵՂԵԿԱԳԻՐ
ИЗВЕСТИЯ АКАДЕМИИ НАУК АРМЯНСКОЙ ССР

Տեխնիկ. գիտութ. սերիա XXXIII, № 3, 1980 Серия технических наук

ВЫЧИСЛИТЕЛЬНАЯ ТЕХНИКА

Л. А. ГРИГОРЯН

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЦЕЛЕВОЙ ФУНКЦИИ КАЧЕСТВА ПРИМЕНЕНИЕМ УРАВНЕНИЙ РЕГРЕССИИ ПАРАМЕТРОВ

За последнее десятилетие сформировалось новое направление в ке — «квалиметрия» [1], которая занимается созданием теорети-ской базы для количественной оценки показателей качества изделий различных этапах их разработки и производства. При этом для оцен-качества применяется комплексный или обобщенный показатели ка-ства [2]. В первом случае выбирается один или несколько наиболее ных (комплексных) показателей качества для данного вида изде-й и определяется их функциональная связь от остальных параметров.

Во второй группе методик обобщений показатель качества пред-ляется следующей моделью [3]:

$$Q = f(x_1;\ x_2;\ \ldots;\ x_n) + \delta, \tag{1}$$

е $\overline{X} = \begin{pmatrix} x_1 \\ x_2 \\ \vdots \\ x_n \end{pmatrix}$ — параметры изделий, влияющие на качество; δ — точная случайная компонента, учитывающая влияние множества торов, не входящих в X и не зависящих от них.

Решение задачи оценки качества в рассматриваемом случае сво-ся к определению функции

$$g = f(x_1;\ x_2;\ \ldots;\ x_n). \tag{2}$$

В известных работах [2—4] определены различные виды аппрокси-ции функции (2).

В настоящей работе предлагается методика определения относи-ьного обобщенного показателя качества изделий с многомерными раметрами. При этом за базис принимается гипотетический обра-, вектор которого в пространстве X по фазе совпадает с вектором ледуемого образца, а его модуль определяет средний уровень каче-ва по базовым образцам.

Параметры базовых образцов изделий можно представить матрицей:

$$\bar{x} = \begin{vmatrix} x_{1,1}; & x_{2,1}; & \dots; & x_{i,1}; & \dots; & x_{n,1} \\ x_{1,2}; & x_{2,2}; & \dots; & x_{i,2}; & \dots; & x_{n,2} \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ x_{1,j}; & x_{2,j}; & \dots; & x_{i,j}; & \dots; & x_{n,j} \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ x_{1,m}; & x_{2,m}; & \dots; & x_{i,m}; & \dots; & x_{n,m} \end{vmatrix}, \qquad (3)$$

где $x_{i,j} = \frac{X_{i,j}}{X_{i,\text{ср}}}$; $X_{i,\text{ср}} = \frac{\sum_{j=1}^{m} X_{i,j}}{m}$; $X_{i,j}$ — i-ый параметр (или комплекс параметров) j-го образца изделий; n, m — количество параметров (или комплекс параметров) изделий и базовых образцов.

Базовые образцы и их параметры должны удовлетворять следующим требованиям.

1. Выбранные базовые образцы должны иметь примерно одинаковый технический уровень. Это обеспечивается выбором одного поколения образцов и исключением наихудших и наилучших образцов изделий, пользуясь критерией безусловности [5].

2. $X_{i,j}$ — вещественные положительные числа.

3. Увеличение одного параметра при неизменных остальных приводит к улучшению качества изделия, т. е. система состоятельная [2, 5].

4. Согласно закону технического противоречия с учетом требования «1» — улучшение одного параметра должно привести к ухудшению одного или нескольких других параметров [3]. Нарушение этого условия свидетельствует о наличии в (3) избыточных, взаимодублирующих параметров. В таких случаях необходимо из группы параметров, имеющих положительные корреляционные связи (например, вес и объем), выбрать наиболее важный для данного применения параметр, либо эту группу параметров представить одним комплексным параметром.

5. Количество образцов m должно быть достаточным для составления уравнения регрессии системы [6].

Пользуясь известными критериями (например, Пирсона), определяется закон распределения параметров по столбцам матрицы (3), затем из них выбирается «k»-ый параметр, распределение которого наиболее близко к нормальному.

Обозначим $x_{k,j} = y_j$, а остальные параметры — через $z_{i,j}$ ($i = 1, 2, \dots, (n-1)$; $j = 1, 2, \dots, m$), матрицу (3) можно разбить на следующие две матрицы $\bar{z}$ и $\bar{y}$:

$$\bar{z} = \begin{Vmatrix} z_{1,1}; & z_{2,1}; & \dots; & z_{(n-1),1} \\ z_{1,2}; & z_{2,2}; & \dots; & z_{(n-1),2} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ z_{1,j}; & z_{2,j}; & \dots; & z_{(n-1),j} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ z_{1,m}; & z_{2,m}; & \dots; & z_{(n-1),m} \end{Vmatrix}; \qquad \bar{y} = \begin{Vmatrix} y_1 \\ y_2 \\ \cdot \\ \cdot \\ y_j \\ \cdot \\ \cdot \\ y_m \end{Vmatrix}. \tag{4}$$

Пользуясь ими по методике, изложенной в [6], можно опреде- функцию отклика

$$y = f(z_1; z_2; \dots; z_{n-1}). \tag{5}$$

После получения адекватного уравнения системы (5) и восстанав- исходное обозначение x_i, получим уравнение регрессии систем

$$F(x_1; x_2; \dots; x_n) = 0, \tag{6}$$

рое с учетом указанных выше ограничений к x_i (пункты 2, 3, и 4) ставляет гиперповерхность в n-мерном пространстве парамет- характеризующую средний уровень качества по m-образцам ины (3). За базисную величину показателя качества, характери- щего среднестатистический уровень существующих изделий, можно ять модуль вектора, совпадающего по фазе с вектором исследуе- образца, конец которого расположен на гиперповерхности (6) с.):

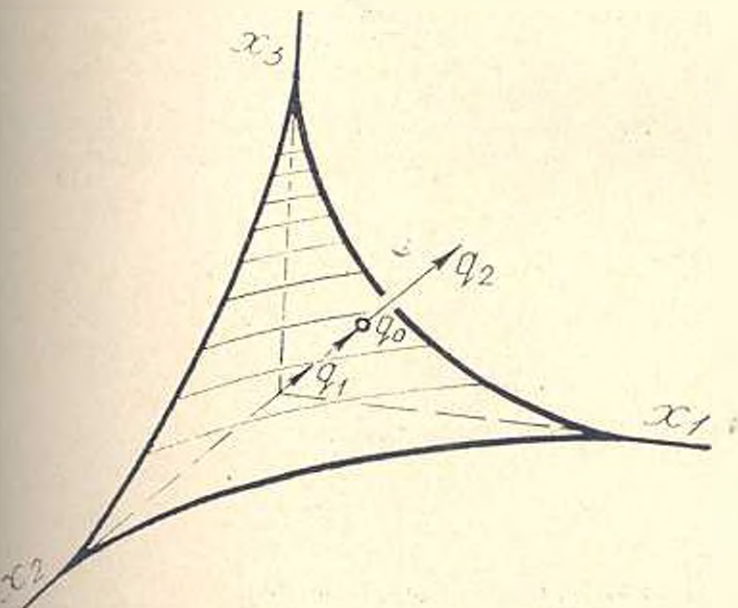


Рис.

Исходя из вышеизложенного, можно принять следующее выражение для определения целевой функции качества (2) q-го образца:

$$g_q = \frac{M_q}{M_{q_0}}, \tag{7}$$

где

$$M_q = \sqrt{\sum_{i=1}^{n} x_{i,q}^2}; \tag{8}$$

$$M_{q_0} = \sqrt{\sum_{i=1}^{n} x_{i,q_0}^2} \tag{9}$$

являются модулями векторов $\overline{X}_q$ и $\overline{X}_{q_0}$.

Вектор X_{q_0} по фазе совпадает с X_q, а конец его расположен на гиперповерхности (6).

Определим значение модуля вектора $\overline{X}_{q_0}$.

Уравнение прямой линии, совпадающей с вектором $\overline{X}_q$, имеет вид

$$x_{i+1} = \beta_i x_i, \tag{10}$$

где $\beta_i = \dfrac{x_{(i+1),q}}{x_{i,q}}$, $i = 1, 2, \ldots, (n-1)$.

Решая совместно уравнения (6) и (10), можно определить координаты точки их пересечения — q_0. Подставляя полученные данные в (9), можно определить целевую функцию (7).

В качестве примера приведем значения целевых функций, которые определены для нескольких видов уравнений регрессии.

Рассмотрим линейное уравнение регрессии вида

$$b_1x_1 + b_2x_2 + \cdots + b_nx_n - 1 = 0. \tag{11}$$

На основании вышеизложенной методики для рассматриваемого случая получено следующее выражение целевой функции качества:

$$g_q = \sum_{i=1}^{n} b_i x_{i,q}. \tag{12}$$

Для нелинейного уравнения регрессии вида

$$b_1x_1^a + b_2x_2^a + \cdots + b_nx_n^a - 1 = 0 \tag{13}$$

получена следующая функция качества:

$$g_q = \sqrt[a]{\sum_{i=1}^{n} b_i x_{i,q}^a}, \tag{14}$$

а для нелинейного уравнения регрессии вида

$$x_1^{b_1} \cdot x_2^{b_2} \cdot \ldots \cdot x_n^{b_n} = e \tag{15}$$

Найдена следующая функция:

$$g_q = \frac{\sqrt{\sum_{i=1}^{n} x_{i,q}^2}}{\sqrt{\sum_{i=1}^{n} e^{2^{\frac{1-\sum_{i=1}^{n} x_i \ln \frac{x_{i,q}}{x_{j,q}}}{\sum_{i=1}^{n} x_i}}}}}. \tag{16}$$

Предложенная методика позволяет для выбранной формы уравнения регрессии параметров определить относительные обобщенные показатели качества.

ЕрПИ им. К. Маркса

Поступило 12.IX.1979

Ֆ. Ա. ԳՐԻԳՈՐՅԱՆ

ՈՐԱԿԻ ՆՊԱՏԱԿԱՅԻՆ ՖՈՒՆԿՑԻԱՅԻ ՈՐՈՇՈՒՄԸ ՊԱՐԱՄԵՏՐԵՐԻ ՌԵԳՐԵՍԻԱՅԻ ՀԱՎԱՍԱՐՄԱՆ ԿԻՐԱՌՄԱՄԲ

Ամփոփում

Ներկա աշխատանքում առաջարկվում է բազմաչափային պարամետրերով բնութագրվող սարքերի և սարքանների ընդհանրացված որակի հարաբերական ցուցանիշը որոշելու մեթոդիկա։

Հարաբերական ընդհանրացված որակի արժեքը որոշելու համար որպես հիմք ընդունված է տվյալ սարքից վերցրած նմուշների համակարգի որակի միջին արժեքը, որը բնորոշվում է պարամետրերի համապատասխան ռեգրեսիայի հավասարումով։

ЛИТЕРАТУРА

1. *Гличев А. В., Погожев И. Б., Шор Я. Б.* Актуальные задачи квалиметрии. «Стандарты и качество», 1971, № 11.
2. Методика оценки уровня качества продукции с помощью комплексных показателей и индексов. М., изд. стандартов, 1971.
3. *Айвазян С. А.* и др. Классификация многомерных наблюдений. М., «Статистика», 1974.
4. *Григорян Ф. А.* Задача определения качества изделий. «Доклады АН АрмССР», т. XII, № 3, 1976.
5. *Гуткин Л. С.* Оптимизация радиоэлектронных устройств. М., «Советское радио», 1975.
6. *Налимов В. В., Чернова Н. А.* Статистические методы планирования экстремальных экспериментов. М., «Наука», 1965.

ՀԱՅԿԱԿԱՆ ՍՍՀ ԳԻՏՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐԻ ԱԿԱԴԵՄԻԱՅԻ ՏԵՂԵԿԱԳԻՐ
ИЗВЕСТИЯ АКАДЕМИИ НАУК АРМЯНСКОЙ ССР

Տեխնիկական գիտութ. սերիա   XXXIII, № 3, 1980   Серия технических на

ГИДРОТЕХНИКА

Н. Я. ТОКАРЬ, А. Д. КРИОНИ, А. Г. ДАНГЯН

О ДИНАМИКЕ ОПОРЫ ЭКСЦЕНТРИКОВЫХ НАСОСОВ

Создание высокоэффективных эксцентриковых насосов в значительной мере зависит от умения проектировать опорную часть плунжера (рис. 1). Сложность задачи состоит в том, что опора работает при нестационарных скоростях движения несущей поверхности и весьма высоких нагрузках. Особенности кинематики опоры таковы, что необходимо получить новое уравнение Рейнольдса, которое следует решать с учетом особенности в области подвода смазки высокого давления. Высокие удельные нагрузки на опору — с одной стороны и близость к опоре подплунжерного пространства — с другой, обусловили гидростатодинамичность задачи. При этом выбор положения области подвода масла не очевиден. Так, центральное расположение этой области, диктуемое сравнительно небольшими скоростями перемещения несущей поверхности часто создает отрицательный эффект из-за дополнительного перекашивания плунжера, обусловленного гидростатическими составляющими. Ниже излагается решение задачи о кинематике и гидродинамике узла в изотермической постановке. Последнее предположение вполне оправдано, т. к. перегревы смазочного вещества в опоре при нормальной ее работе весьма малы.

С учетом сравнительно небольших скоростей переходных процессов, уравнения движения смазки в слое между опорной поверхностью и эксцентриком и уравнение непрерывности в подвижной системе координат XOY (рис. 2), связанной с поверхностью эксцентрика, имеют вид

$$\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} = \frac{\partial p}{\partial \varphi}; \quad \frac{\partial p}{\partial y} = 0; \quad \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} = \frac{\partial p}{\partial z}; \quad \frac{\partial u}{\partial \varphi} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0, \qquad (1)$$

где $\varphi = \frac{X}{R_0}$, $y = \frac{Y}{\delta}$, $z = \frac{Z}{R_0}$ — безразмерные координаты точки слоя, φ — мгновенное значение угла, отсчитываемого от горизонтали (рис. 2), X, Y, Z — координаты; R_0 — радиус эксцентрика; $\delta = R_1 - R_0$ — радиальный зазор; R_1 — радиус расточки опорной поверхности; $u = \frac{U}{\omega R_0}$, $v = \frac{V}{\omega \delta}$, $w = \frac{W}{\omega R_0}$ — безразмерные скорости; U, V, W —

составляющие скорости в направлениях X, Y, Y; $p = \frac{P\psi^2}{\mu\omega}$ — безразмерное давление смазки; P — давление, $\psi = \frac{\delta}{R_0}$ — относительный зазор; μ — коэффициент абсолютной вязкости; ω — угловая частота вращения эксцентрика.

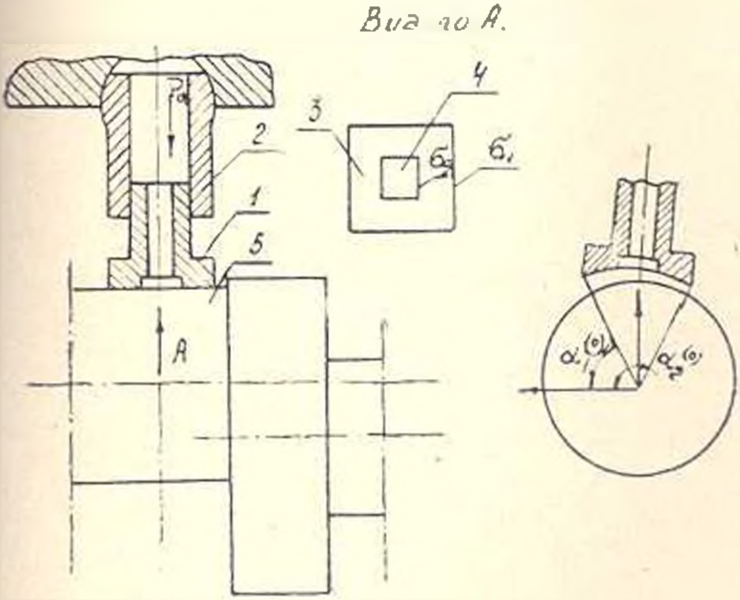


Рис. 1. Основные элементы эксцентрикового насоса: 1 — плунжер; 2 — цилиндр со сферической опорой; 3 — опорная поверхность; 4 — область подвода смазки высокого давления; 5 — вал.

В инерциальной системе координат $X_1O_1Y_1$ (рис. 2) скорость произвольной точки эксцентрика равна $U_0 = \omega R$, где R — переменный радиус, а скорость произвольной точки опорной поверхности — $\vec{U}_2 = \vec{U}_1 + \vec{U}_3$, где $U_1 = \omega_1 R_2$ — скорость вращения плунжера вокруг центра вращения B (рис. 2); $\omega_1 = \frac{d\alpha}{d\tau}$ — угловая скорость этого вращения; $U_3 = \frac{dO_2B}{d\tau}$ — поступательная скорость вдоль оси плунжера; τ — время. Здесь O_2 — центр расточки опорной поверхности плунжера; α — угол, образуемый осью плунжера O_2B и линией центров O_1B; R_2 — переменный радиус (рис. 2). Проектируя скорости U_0 и U_2 на оси X и Y системы XOY, будем иметь

$$
\begin{aligned}
U_{0x} &= U_0 \cos\gamma, \qquad & U_{2x} &= -U_1 \cos\varphi_1 - U_3 \cos(\varphi - \alpha), \\
U_{0y} &= U_0 \sin\gamma, \qquad & U_{2y} &= U_1 \sin\varphi_1 - U_3 \sin(\varphi - \alpha).
\end{aligned}
\tag{2}
$$

где $\alpha = \varphi_2 - \varphi_3$, а углы γ, φ_1, φ_2 и φ_3 обозначены на рис. 2.

Граничные условия для составляющих скорости в системе X_0[illegible] связанной с поверхностью эксцентрика, будут

$$U = 0, \quad V = 0, \quad W = 0 \qquad \text{при} \quad Y = 0,$$

$$U = U_{2X} - U_{0X}, \quad V = U_{2Y} - U_{0Y}, \quad W = 0 \qquad \text{при} \quad Y = H,$$

где $H = \delta\,|1 - \gamma \cos(\varphi - \varphi_0)|$ — толщина смазывающего слоя меж[illegible] опорной поверхностью и эксцентриком; φ_0 — угол отклонения ли[illegible] центров O_2O_3 от горизонтали (рис. 2): $\gamma = \frac{E_1}{\delta}$ — относительный [illegible] центриситет; $E_1 = O_2O_3$ — эксцентриситет.

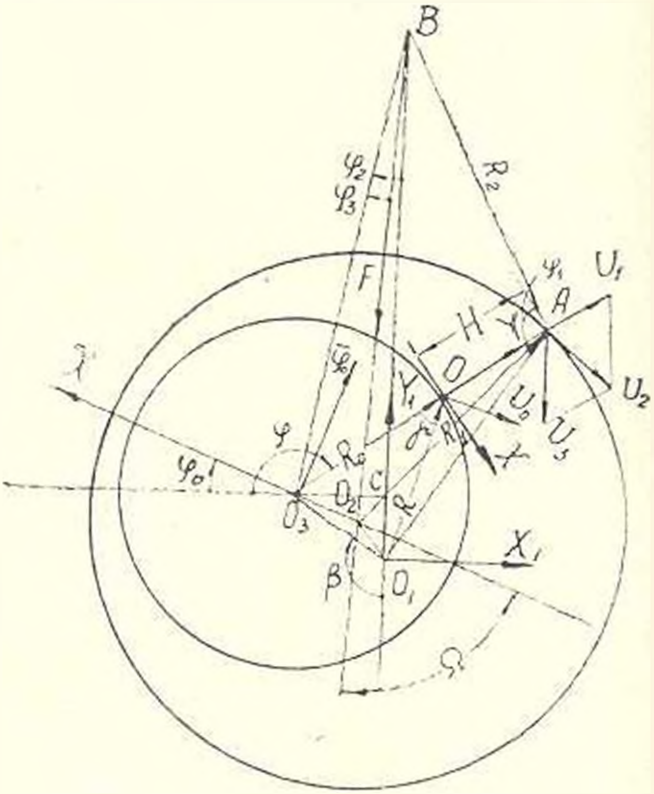


Рис. 2. К выводу граничных условий для составляющих скорости смазки.

Подставив (2) в (3), из треугольников O_1OO_2, O_1O_3B, O_3[illegible] O_2O_3B, O_3O_3C и O_3BC (рис. 2) получим

$$u = 0, \quad v = 0, \quad w = 0 \qquad \text{при} \quad y = 0,$$

$$u = M(\varphi), \quad v = N(\varphi), \quad w = 0 \qquad \text{при} \quad y = h,$$

где

$$M(\varphi) = Sh\,|\dot{\varphi}_2[1 - e\lambda \sin(\varphi - \varphi_2)] - e\dot{\lambda} \cos(\varphi - \alpha)| - e \sin(\varphi - \beta) - [illegible]$$

$$N(\varphi) = N_1\dot{\lambda} + N_2\dot{\varphi}_0 + N_3;$$

$$N_1 = Sh\,[\sin(\varphi_2 - \varphi_0)\sin(\varphi - \alpha) - \cos(\varphi_2 - \varphi_0)\cos(\varphi - \varphi_2)];$$

$$N_2 = -\chi Sh\,[\cos(\varphi_2 - \varphi_0)\sin(\varphi - \alpha) + \sin(\varphi_2 - \varphi_0)\cdot\cos(\varphi - \varphi_2)];$$

$$N_3 = \frac{e}{\delta}\left\{ Sh\,[\lambda\dot{\varphi}_2\cos(\varphi - \varphi_2) - \dot{\lambda}\sin(\varphi - \alpha)] - \cos(\varphi - \beta)\right\};$$

$$\varphi_2 = \operatorname{arctg}\frac{\sin\beta}{e_2 + \cos\beta}; \qquad \varphi_3 = \operatorname{arctg}\frac{\chi\delta\cos(\varphi_2 - \varphi_0)}{e\lambda - \chi\delta\sin(\varphi_2 - \varphi_0)};$$

$$\lambda = \sqrt{1 + e_2^2 + 2e_2\cos\beta}; \qquad \beta = 2\pi t;$$

$$\dot{\varphi}_2 = \frac{1 + e_2\cos\beta}{1 + e_2^2 + 2\cos\beta}\dot{\beta}; \qquad \dot{\lambda} = -\frac{e_2\sin\beta}{\lambda}\dot{\beta}.$$

С учетом малости δ, угол $\varphi_1 \approx 0$; точками обозначены производные по безразмерному времени $t = \frac{\tau}{T}$; T — период вращения эксцентрика; $Sh = \frac{1}{\omega T}$ — число Струхаля; $h = \frac{H}{\delta}$ — безразмерная толщина смазывающего слоя; $e = \frac{E}{R_0}$; $e_2 = \frac{E_2}{E}$; $\lambda = \frac{O_2B}{E}$; $E = O_1O_2$ — эксцентриситет; $E_2 = O_1B$, E и E_1 — заданные величины.

Решая первое и третье уравнения системы (1) при условиях (4), получим

$$u = \frac{1}{2}\cdot\frac{\partial p}{\partial\varphi}(y^2 - hy) + \frac{y}{h}M(\varphi), \qquad w = \frac{1}{2}\cdot\frac{\partial p}{\partial z}(y^2 - hy). \tag{5}$$

Подставив их в уравнение неразрывности и проинтегрировав его по толщине слоя с учетом (4), получим уравнение Рейнольдса

$$\frac{\partial}{\partial\varphi}\left(h^3\frac{\partial p}{\partial\varphi}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(h^3\frac{\partial p}{\partial z}\right) = f(t, \varphi), \tag{6}$$

где

$$f(t, \varphi) = f_1\dot{\chi} + f_2\dot{\varphi}_0 + f_3; \qquad f_1 = 12N_1; \qquad f_2 = 6\,(2 - \chi hSh)N_2;$$

$$f_3 = 6\,[2N_3 + \chi\sin(\varphi - \varphi_0)M(\varphi)].$$

Введем в (6) замену $p = h^{-3/2}\Pi$. Тогда уравнение Рейнольдса приобретает вид

$$\frac{\partial^2\Pi}{\partial\varphi^2} + \frac{\partial^2\Pi}{\partial z^2} + D\Pi = D_1\dot{\chi} + D_2\dot{\varphi}_0 + D_3, \tag{7}$$

где

$$D = \frac{3}{4h^2}\left(3h^2 - 4h + 1 - \chi^2\right); \qquad D_k = h^{-3/2}f_k, \qquad k = 1, 2, 3.$$

Решение (7) будем отыскивать в виде

$$\Pi = \chi\Pi_1 + \varphi_0\Pi_2 + \Pi_3. \tag{8}$$

Функции Π_k ($k = 1, 2, 3$) находим из уравнений

$$\frac{\partial^2\Pi_k}{\partial\varphi^2} + \frac{\partial^2\Pi_k}{\partial z^2} + D\Pi_k = D_k. \tag{9}$$

Граничные условия для функций Π_k формулируются на основе известных значений давления смазки на внешнем контуре опорной поверхности σ_1 и на контуре области подвода смазки высокого давления σ_2 (рис. 1), связанной с подплунжерной полостью. На контуре σ_1 функция $\Pi = 0$, а на контуре σ_2 $\Pi = p_0 h^{3/2}$, где $p_0 = \frac{P\psi^2}{\mu\omega}$; P — давление в области подвода смазки, являющееся заданной функцией от времени. Поэтому $\Pi_k = 0$ на контуре σ_1, $\Pi_1 = \Pi_2 = 0$ и $\Pi_3 = p_0 h^{3/2}$ — на контуре σ_2.

Представив (9) в виде конечных разностей, получим

$$\Pi_k^{i,j} = \frac{2}{D - 2\left(\frac{1}{\Delta\varphi^2} + \frac{1}{\Delta z^2}\right)}\left[D_k - \frac{1}{\Delta\varphi^2}(\Pi_k^{i+1,j} + \Pi_k^{i-1,j}) - \right.$$

$$\left. - \frac{1}{\Delta z^2}(\Pi_k^{i,j+1} + \Pi_k^{i,j-1})\right]. \tag{10}$$

Здесь $\Delta\varphi$, Δz — шаги сетки; i, j — номера узлов сетки.

Система уравнений (10) решалась методом Зейделя [1]. Итерационный процесс продолжался до выполнения неравенства

$$\frac{\sum_{i=1}^{N-1}\sum_{j=1}^{M-1}\left|(\Pi_k^{i,j})^{n+1} - (\Pi_k^{i,j})^n\right|}{\sum_{i=1}^{N-1}\sum_{j=1}^{M-1}\left|(\Pi_k^{i,j})^{n+1}\right|} \leqslant \varepsilon,$$

где N, M — число узлов в направлениях φ и z; n — номер итерации; ε — заданная точность.

Проекции безразмерной несущей способности на линию центров χ и ей перпендикулярную φ_0 определяются формулами

$$p_\chi = \int_{-a}^{a}\int_{\alpha_1}^{\alpha_2} p\cos(\varphi - \varphi_0)\,d\varphi dz, \qquad p_{\varphi_0} = \int_{-a}^{a}\int_{\alpha_1}^{\alpha_2} p\sin(\varphi - \varphi_0)\,d\varphi dz, \tag{11}$$

где $a = \frac{b}{2R_0}$ — ширина опорной поверхности, а углы α_1, α_2 определяют подвижные границы этой поверхности в окружном направлении.

конструктивными углами установки $\alpha_1^{(0)}$ и $\alpha_2^{(0)}$ (рис. 1) они связаны соотношениями

$$\alpha_1 = \alpha_1^{(0)} + \varphi_2, \qquad \alpha_2 = \alpha_2^{(0)} + \varphi_2.$$

Подставив (8) в (11), получим

$$p_{\chi} = a_1\dot{\chi} + a_2\dot{\varphi}_0 + a_3, \qquad p_{\varphi_0} = b_1\dot{\chi} + b_2\dot{\varphi}_0 + b_3, \tag{12}$$

где

$$a_k = \int_{-a}^{a}\int_{\alpha_1}^{\alpha_2} h^{-1/2}\Pi_k \cos(\varphi - \varphi_0)\,d\varphi\,dz; \qquad b_k = \int_{-a}^{a}\int_{\alpha_1}^{\alpha_2} h^{-1/2}\Pi_k \sin(\varphi - \varphi_0)\,d\varphi\,dz.$$

Имея в виду, что при скоростях движения современных плунжерных насосов вполне допустимо пренебрегать инерцией масс вала и присоединенных масс, сравнительно с гидродинамическими силами реакции слоя и нагрузками движения, уравнения движения плунжера в проекциях на оси χ и φ_0 (рис. 2) будут

$$p_{\chi} - f\cos\Omega = 0, \qquad p_{\varphi_0} - f\sin\Omega = 0. \tag{13}$$

Здесь $f = \dfrac{F\psi^2}{\mu\omega R_0^2}$; F — нагрузка на опору; $\Omega = \dfrac{\pi}{2} + \alpha - \varphi_0$ — угол нагрузки.

Подставив (12) в (13), получим

$$\dot{\chi} = \frac{b_2F_1 - a_2F_2}{a_1b_2 - a_2b_1}, \qquad \dot{\varphi}_0 = \frac{a_1F_2 - b_1F_1}{a_1b_2 - a_2b_1}, \tag{14}$$

где

$$F_1 = -a_3 - f\sin(\alpha - \varphi_0); \qquad F_2 = -b_3 + f\cos(\alpha - \varphi_0).$$

Система (14) решалась по методу Эйлера [1] при начальных условиях

$$\chi = \varphi_0 = 0 \quad \text{при} \quad t = 0,$$

т. е. полагалось, что нестационарному процессу предшествует стационарный процесс смазки.

Безразмерные расходы масла и моменты трения определяются формулами

$$q_z = -\frac{1}{6}\int_{\alpha_1}^{\alpha_2} h^3 \frac{\partial p}{\partial z}\Big|_{z=a} d\varphi,$$

$$q_1 = -\frac{h^3}{6}\int_0^a \frac{\partial p}{\partial \varphi}\Big|_{\varphi=\alpha_1} dz + a\,[hM(\varphi)]\,|_{\varphi=\alpha_1},$$

$$q_2 = -\frac{h^3}{6}\int_0^a \frac{\partial p}{\partial \varphi}\Big|_{\varphi=\alpha_2} dz + a\,[hM(\varphi)]\,|_{\varphi=\alpha_2},$$

$$m = -ap_0h\Big|_{\tau_1}^{\tau_2} + \frac{7}{2}\,p_{\tau_1} + 2a\int_{\tau_1}^{\tau_2} \frac{M(\tau)}{h}\,d\tau,$$

$$q = q_z + q_1 + q_2,$$

где $q_z = \frac{Q_z}{\omega\delta R^2_0}$; $q_1 = \frac{Q_1}{\omega\delta R^2_0}$; $q_2 = \frac{Q_2}{\omega\delta R^2_0}$; $m = \frac{M\delta}{\mu\omega R^3_0}$; Q_z — боковой расход смазки; Q_1 — расход смазки со стороны входа на несущую поверхность; Q_2 — расход смазки со стороны выхода с нее; M — момент сил трения на опорной поверхности; q — безразмерный расход смазки высокого давления.

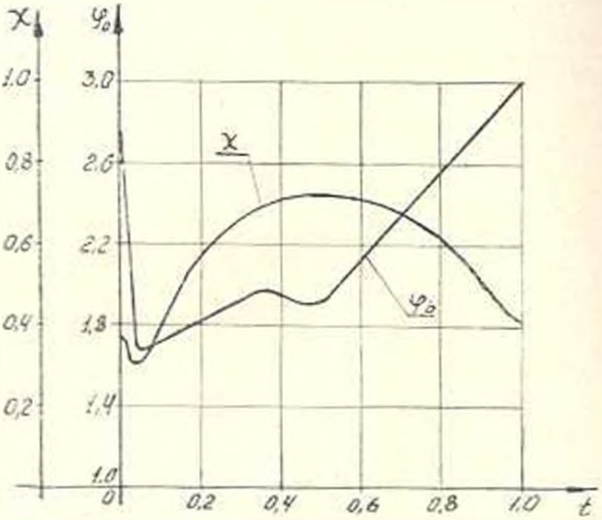


Рис. 3. Зависимость координат, характеризующих траекторию центра опорной поверхности, от времени.

На рис. 3 изображены координаты центра опорной поверхности плунжера эксцентрикового насоса НР-Ф 400/500, характеризующие его траекторию и определяющие наименьшее значение минимальной толщины пленки. Безразмерные моменты трения m и расходы масла высокого давления q от времени приведены на рис. 4.

Рис. 4. Зависимость безразмерных моментов трения и расходов смазки от времени.

Расчет показал, что при наличии области подвода смазки высокого давления, составляющей 10% от площади опорной поверхности, наименьшее значение толщины пленки возросло почти на 40% по сравнению с гладкой несущей поверхностью.

ННС Поступило 23.V.1978

Ի. ՅԱ. ՏՈԿԱՐ, Ա. Գ. ԿՐՈՆԻ, Ա. Գ. ԳԱՆԳՅԱՆ

ԱՐՏԱԿԵՆՏՐՈՆ ՊՈՄՊԵՐԻ ՀԵՆԱՐԱՆԻ ԴԻՆԱՄԻԿԱՅԻ ՄԱՍԻՆ

Ամփոփում

Դիտարկվում է շառավղա-մխոցային արտակենտրոն պոմպի սեգմենտային առանցքակալի (պոմպի կրկնակալ) վերաբերյալ հիդրոդինամիկական խնդիրը՝ խզումներով դրվածքով։ Եզրային պայմանները ձևակերպվում են՝ հաշվի առնելով հենարանի կինեմատիկան։ Ռեյնոլդսի հավասարումների դուրս բերման ժամանակ, հաշվի է առնվել յուղի սրումը բարձր ճնշման տիրույթից։

Շարադրվում է նշված հենարանի հաշվման մեթոդը հանգույցի աշխատանքի չկայունացված ռեժիմի դեպքում։ Բերված են առաջարկված մեթոդով ԷՀՄ-ի վրա հաշվման արդյունքները, որոնք ցույց են տալիս բարձր ճնշմամբ յուղի տրման տիրույթի էական ազդեցությունը հենարանի հիմնական պարամետրերի վրա։

ЛИТЕРАТУРА

1. *Березин И. С., Жидков Н. П.* Методы вычислений, т. II. М., Физматгиз, 1962.

ՀԱՅԿԱԿԱՆ ՍՍՀ ԳԻՏՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐԻ ԱԿԱԴԵՄԻԱՅԻ ՏԵՂԵԿԱԳԻՐ
ИЗВЕСТИЯ АКАДЕМИИ НАУК АРМЯНСКОЙ ССР

Տեխնիկական գիտութ. սերիա XXXIII, № 3, 1980 Серия техническ

ТЕПЛОТЕ

А. М. САРГСЯН

НАГРЕВ СОСТАВНОЙ ПЛАСТИНЫ ИСТОЧНИКАМИ ТЕПЛА, ДВИЖУЩИМИСЯ ПАРАЛЛЕЛЬНО ПРЯМОЛИНЕЙНОМУ КОНТАКТУ

Задачи теплопроводности для составной пластины, рассмотр например, в [1—4], решаются обычно в предположении идеал теплового контакта между составными частями пластины.

В работе [5] при определении температурного поля стыковой с ки разнородных пластин было принято, что тепловой контакт меж кромками является неидеальным, а источник тепла движется средственно по прямолинейному контакту.

В настоящей работе определяется квазистационарное темп турное поле в двух сопряженных встык тонких изотропных полуогр ченных пластинах, тепловые ха рактеристики которых разли и не зависят от температу Рассматриваемая система нагр вается линейными источник тепла, которые движутся со с ростью v, параллельно конт полуограниченных пластин (р 1). Тепловой контакт между п стинами принимается неидеал ным. Через поверхности пласти ны осуществляется теплообм внешней средой постоянной те пературы по закону Ньют Предполагается, что на бесконечности разность температур пласти и среды, а также производные температур исчезают.

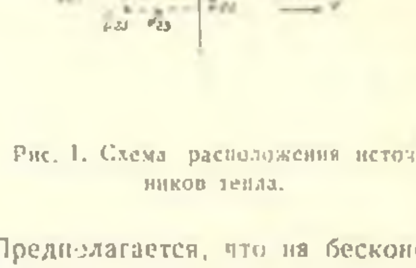


Рис. 1. Схема расположения источников тепла.

Такая постановка задачи позволяет определить температурные ля ряда технологических процессов, связанных со сваркой разнород ных материалов (сварка, сварка-пайка, сварка с интенсивным охла ждением [6], с применением промежуточной прокладки из биметалл с предварительным нагревом и т. д.) и выбрать оптимальные режи этих процессов.

Для определения температурного поля должна быть решена система дифференциальных уравнений [5]

$$\frac{\partial^2 T_j}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_j}{\partial y^2} + \frac{v}{a_j}\frac{\partial T_j}{\partial x} - m_j^2 T_j = -\sum_{r=1}^{n_j} \frac{q_{jr}}{\lambda_j h} \delta(x + \delta_{jr}) \delta(y - \varepsilon_{jr}), \quad (1)$$

$$j = 1, \quad y > 0, \quad \varepsilon_{1r} > 0; \quad j = 2, \quad y < 0, \quad \varepsilon_{2r} < 0; \quad |x| < 0$$

при следующих условиях на контактной линии $y = 0$

$$\lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial y}\bigg|_{y=0} = \lambda_2 \frac{\partial T_2}{\partial y}\bigg|_{y=0} = \alpha (T_1 - T_2)|_{y=0}, \quad (2)$$

где T_j — разность температур пластинок и среды; q_{jr} — мощности источников тепла; λ_j и a_j — коэффициенты теплопроводности и температуропроводности материалов составляющих пластин; $\delta(x)$ — функция Дирака; h — толщина пластин; $m_j^2 = 2\alpha_j/\lambda_j h$; α_j — коэффициенты полной поверхностной теплоотдачи; α^{-1} — коэффициент термического сопротивления; n_1 и n_2 — количество источников тепла в одной и другой пластинах.

Применяя к (1) и (2) интегральное преобразование Фурье по x, получим:

$$\frac{d^2 T_j(u, y)}{dy^2} - k_j^2 T_j(u, y) = \frac{-1}{2\pi h \lambda_j} \sum_{r=1}^{n_j} q_{jr} e^{-iu\delta_{jr}} \delta(y - \varepsilon_{jr}); \quad (3)$$

$$\lambda_1 \frac{dT_1}{dy}\bigg|_{y=0} = \lambda_2 \frac{dT_2}{dy}\bigg|_{y=0} = \alpha (T_1 - T_2)|_{y=0}; \quad (4)$$

$$k_j^2 = u^2 + iup_j + m_j^2; \qquad p_j = v/a_j.$$

Общее решение (3) получим с помощью sin — преобразование Фурье по y:

$$\overline{T}_j(u, y) = \overline{T}_j(u, o) e^{-|y| k_j} +$$

$$+ \frac{(2\pi h)^{-1}}{2\lambda_j k_j} \sum_{r=1}^{n_j} q_{jr} [e^{-(|y| - |\varepsilon_{jr}|) k_j} - e^{-(|y| + |\varepsilon_{jr}|) k_j}] e^{-iu\delta_{jr}}, \quad (5)$$

$$Re k_j > 0.$$

Удовлетворяя (4) для неизвестных коэффициентов $\overline{T}_j(u, 0)$, получим

$$\overline{T}_j(u, o) = \frac{\lambda_{3-j} k_{3-j} \sum_{r=1}^{n_j} q_{jr} e^{-|\varepsilon_{jr}| k_j - iu\delta_{jr}} + \alpha \sum_{s=1}^{2} \sum_{r=1}^{n_s} q_{sr} e^{-|\varepsilon_{sr}| k_s - iu\delta_{sr}}}{2\pi h [\lambda_1 k_1 \lambda_2 k_2 + \alpha(\lambda_1 k_1 + \lambda_2 k_2)]} \quad (6)$$

Решение задачи (1) — (2) после обратного преобразования Фу[рье] представляется в виде

$$T_j(x, y) = \frac{(2\pi h)^{-1}}{\lambda_j} \sum_{r=1}^{n_j} q_{jr} \left[K_0 \left(\beta_j \sqrt{X^2 + Y_-^2}\right) - K_0 \left(\beta_j \sqrt{X^2 + Y_+^2}\right) \right] e^{-Xp_j/2} +$$

$$+ \frac{1}{\pi h} \int_0^{\infty} \left[\frac{EB_j - FD_j}{E^2 + F^2} \cos U_j - \frac{ED_j + FB_j}{E^2 + F^2} \sin U_j \right] e^{-|y| b_j} \, du, \quad (7)$$

где

$$b_j = \sqrt{0{,}5 \left[\sqrt{(u^2 + m_j^2)^2 + u^2 p_j^2} + u^2 + m_j^2 \right]}; \qquad \beta_j = \sqrt{m_j^2 + (p_j/2)^2};$$

$$E = \lambda_1 b_1 \lambda_2 b_2 + \alpha (\lambda_1 b_1 + \lambda_2 b_2) - u^2 \lambda_1 p_1 \lambda_2 p_2 / 4 b_1 b_2; \qquad X = x + \delta_{jr};$$

$$F = u \left[(\alpha + \lambda_2 b_2) \lambda_1 p_1 / 2 b_1 + (\alpha + \lambda_1 b_1) \lambda_2 p_2 / 2 b_2 \right]; \qquad Y_{\pm} = y \pm |\varepsilon_{jr}|;$$

$$B_j = \alpha \sum_{s=1}^{2} \sum_{r=1}^{n_s} q_{sr} e^{-|\varepsilon_{sr}| b_j} \cos U_{sr} +$$

$$+ \lambda_{3-j} b_{3-j} \sum_{r=1}^{n_j} q_{jr} \left(\cos U_{jr} + \frac{u p_{3-j}}{2 b_{3-j}^2} \sin U_{jr} \right) e^{-|\varepsilon_{jr}| b_j};$$

$$U_j = u (x + |y| p_j / 2 b_j); \qquad U_{jr} = u (\delta_{jr} + |\varepsilon_{jr}| p_j / 2 b_j);$$

$$D_j = \alpha \sum_{s=1}^{2} \sum_{r=1}^{n_s} q_{sr} e^{-|\varepsilon_{sr}| b_j} \sin U_{sr} +$$

$$+ \lambda_{3-j} b_{3-j} \sum_{r=1}^{n_j} q_{jr} \left(\sin U_{jr} - \frac{u p_{3-j}}{2 b_{3-j}^2} \cos U_{jr} \right) e^{-|\varepsilon_{jr}| b_j};$$

$K_0(x)$ — функция Бесселя мнимого аргумента.

При переходе к безразмерному переменному $z = \sqrt{u/p_1}$ и без[-] размерным параметрам

$$\nu = \lambda_2/\lambda_1, \quad \kappa = a_1/a_2, \quad \gamma_j^2 = m_j^2/p_1^2, \quad \chi = \alpha/\lambda_1 p_1, \quad \tau_j = 2\pi\lambda_1 h T_j/q_0,$$
$$\bar{\varepsilon}_{jr} = |\varepsilon_{jr}| \cdot p_1, \quad \bar{\delta}_{jr} = \delta_{jr} \cdot p_1, \quad \bar{x} = x \cdot p_1, \quad \bar{y} = |y| \cdot p_1, \quad \bar{q}_j = q_j/q_0, \quad (8)$$

q_0 — мощность источника, принятая за базовую, температурное по[ле] (7) запишется в виде:

$$\tau_j(\bar{x}, \bar{y}) = \frac{1}{\nu_j} \sum_{r=1}^{n_j} \bar{q}_{jr} \left[K_0 \left(\beta_j \sqrt{\bar{X}^2 + \bar{Y}_-^2}\right) - K_0 \left(\beta_j \sqrt{\bar{X}^2 + \bar{Y}_+^2}\right) \right] e^{-\varkappa_j \bar{X}/2} +$$

$$+ 4 \int_0^{\infty} \left[\frac{\bar{E}\bar{B}_j - \bar{F}\bar{D}_j}{\bar{E}^2 + \bar{F}^2} \cos \bar{U}_j - \frac{\bar{E}\bar{D}_j + \bar{F}\bar{B}_j}{\bar{E}^2 + \bar{F}^2} \sin \bar{U}_j \right] e^{-\bar{y} \bar{b}_j} z \, dz,$$

где

$$\bar{b}_j = \sqrt{0{,}5\left(\sqrt{(z^2+\gamma_j^2)^2 + \varkappa_j^2 z^2} + z^2 + \gamma_j^2\right)}; \qquad \bar{\beta}_j = \sqrt{\gamma_j^2 + (\varkappa_j/2)^2};$$

$$\bar{E} = \nu \bar{b}_1 \bar{b}_2 + \chi(\bar{b}_1 + \nu \bar{b}_2) - \nu\varkappa z^2/4\bar{b}_1\bar{b}_2; \qquad \bar{X} = \bar{x} + \bar{\xi}_{jp}; \qquad \varkappa_1 = 1;$$

$$\bar{F} = [(\chi + \nu\bar{b}_2)/2\bar{b}_1 + \nu\varkappa(\chi - \bar{b}_1)/2\bar{b}_2]\, z^2; \qquad \bar{Y} = \bar{y} \pm \bar{\eta}_{jp}; \qquad \varkappa_2 = \varkappa;$$

$$\bar{B}_j = \chi \sum_{s=1}^{2} \sum_{p=1}^{n_s} \bar{q}_{sp}\, e^{-\bar{\eta}_{sp}\bar{b}_s} \cos \bar{U}_{sp} +$$

$$+ \nu_{3-j}\bar{b}_{3-j} \sum_{p=1}^{n_j} \bar{q}_{jp} \left(\cos \bar{U}_{jp} + \frac{z^2\varkappa_{3-j}}{2\bar{b}^2_{3-j}} \sin \bar{U}_{jp}\right) e^{-\bar{\eta}_{jp}\bar{b}_j};$$

$$\bar{U}_j = z^2(\bar{x} + \varkappa_j \bar{y}/2\bar{b}_j); \qquad \bar{U}_{jp} = z^2(\bar{\xi}_{jp} + \varkappa_j \bar{\eta}_{jp}/2\bar{b}_j); \qquad \nu_1 = 1; \qquad \varkappa_2 = \varkappa;$$

$$\bar{D}_j = \chi \sum_{s=1}^{2} \sum_{p=1}^{n_s} \bar{q}_{sp}\, e^{-\bar{\eta}_{sp}\bar{b}_s} \sin \bar{U}_{sp} +$$

$$+ \nu_{3-j}\bar{b}_{3-j} \sum_{p=1}^{n_j} \bar{q}_{jp} \left(\sin \bar{U}_{jp} - \frac{z^2\varkappa_{3-j}}{2\bar{b}^2_{3-j}} \cos \bar{U}_{jp}\right) e^{-\bar{\eta}_{jp}\bar{b}_j}.$$

Легко видеть, что из (7) или (9) в частном случае можно получить решения, приведенные в [1—5].

Решение (7) является фундаментальным для уравнений (1) с условиями (2) и поэтому может быть использовано для отыскания решения данной задачи при любом другом распределении $q_{jp}(x, y)$.

Для иллюстрации применимости полученных формул при решении различных задач, связанных со сваркой, проведены численные расчеты согласно (9) в случае идеального теплового контакта между пластинами из малоуглеродистой стали и алюминия ($\chi \to \infty$, $\nu = 7{,}0$, $\varkappa = 0{,}08$). Расчетные схемы показаны на рис. 2—4. Параметры ν, $\varkappa$, α_j заимствованы из [1] и [2].

На рис. 2 приведены кривые распределения безразмерной температуры при сварке-пайке разнородных пластин, когда источник тепла смещен в сторону более теплопроводящего материала. Из кривых видно, что максимум температуры в сечениях, перпендикулярных к сварному шву, находится за пределами границы контакта. С помощью полученных кривых можно определить участок линии контакта, где, с точки зрения технологии, имеет место оптимальный нагрев для сварки-пайки.

Температурное поле в процессе снятия сварочных остаточных напряжений термопластическим методом [7] показано на рис. 3. По данному распределению температур определяется уровень и ширина зоны остаточных напряжений, которые можно уменьшить за счет перераспределения напряжений при нагреве пластин двумя источниками тепла.

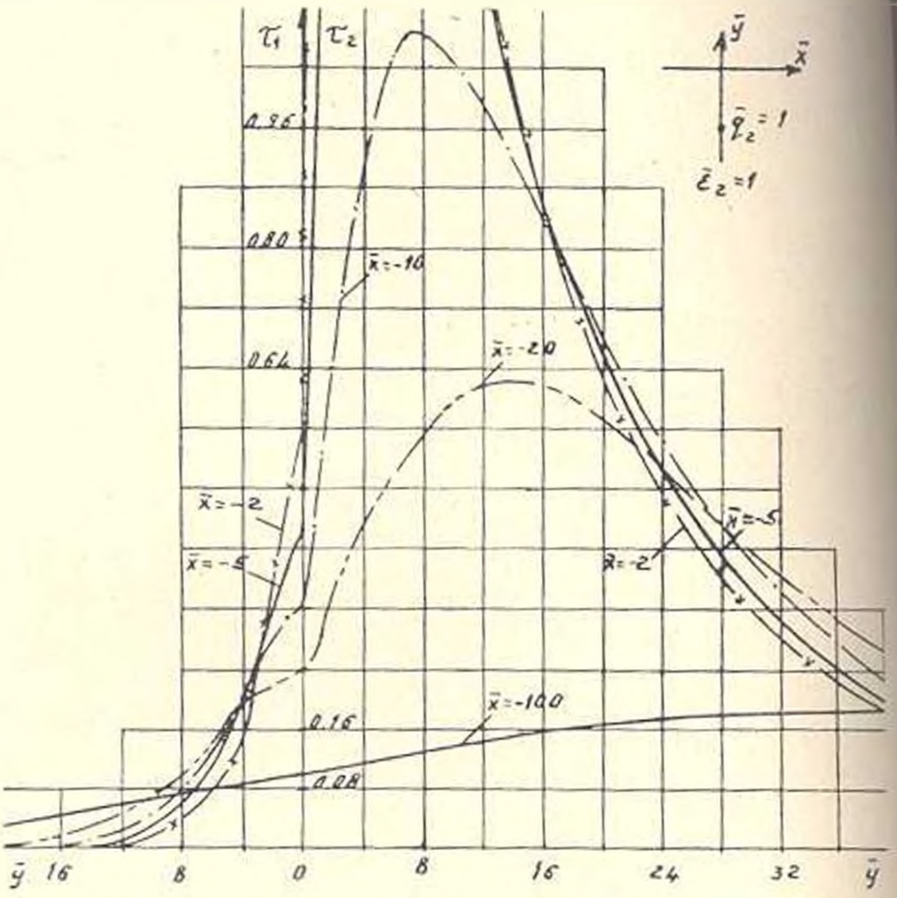


Рис. 2. Распределение безразмерной температуры τ_1 и τ_2 при сварке-пайке пластин из малоуглеродистой стали и алюминия.

Расчетные данные, приведенные на рис. 4, соответствуют условиям сварки разнородных пластин с интенсивным охлаждением, применяемым на практике. Кривые дают количественную оценку сужения участка действия температур, вызывающих пластические деформации и соответствующее им понижение сварочных статочных деформаций (сплошные линии соответствуют условиям сварки без интенсивного охлаждения).

Численные расчеты предложенного метода определения температурных полей сопоставлены с экспериментальными данными из [2] при сварке-пайке алюминия с медью. Как видно из рис. 5, аналитическое решение дает удовлетворительное совпадение с экспериментом.

Таким образом, изменяя значения параметров $\varepsilon_{j\ell}$, $\lambda_{j\ell}$, $q_{j\ell}$, а также $\bar{\varepsilon}_{j}$ и $\bar{q}_{j\ell}$, можно определить температурное поле требуемого технологического процесса сварки.

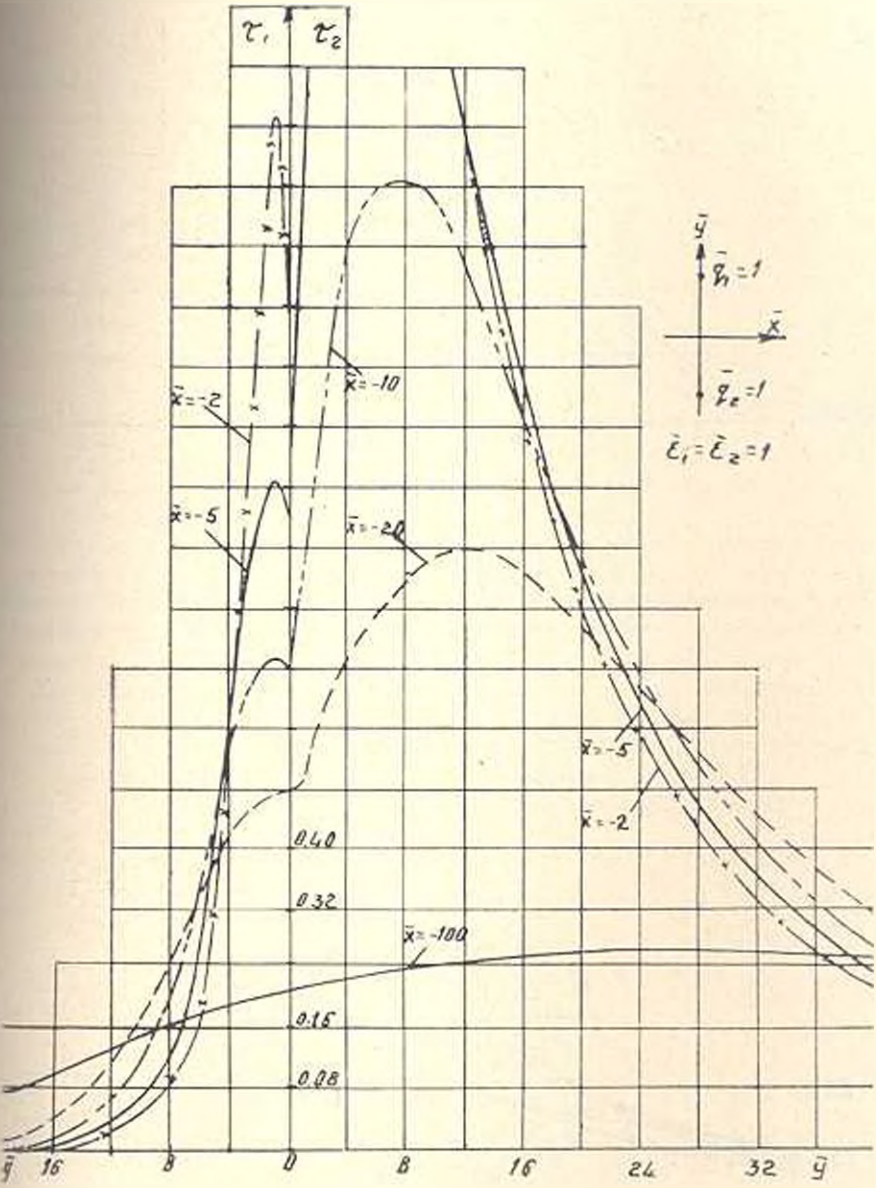


Рис. 3. Распределение безразмерной температуры τ_1 и τ_2 в процессе снятия сварочных остаточных напряжений термопластическим методом.

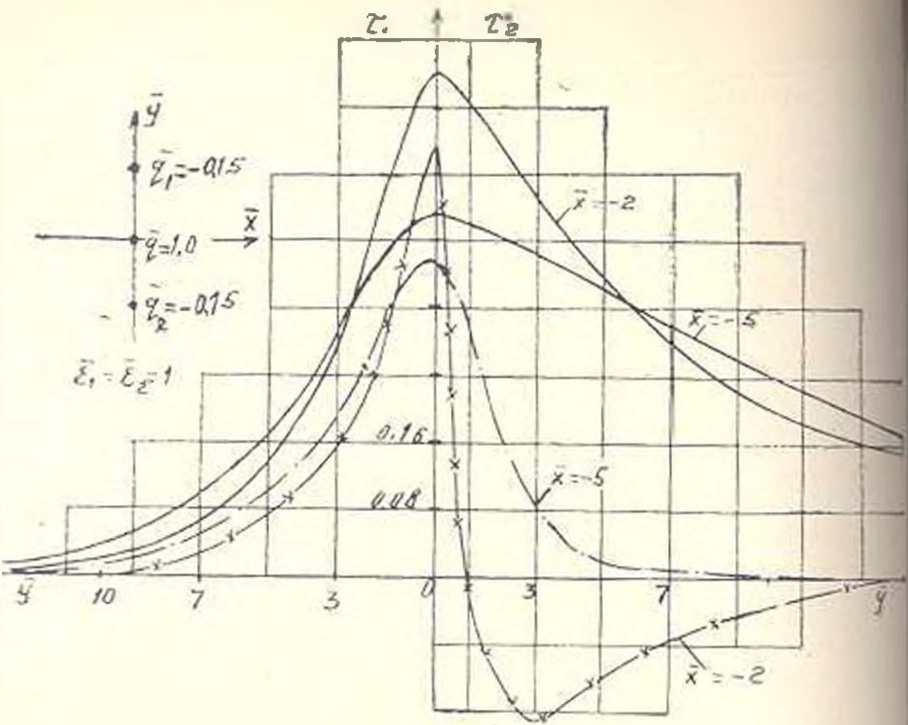


Рис. 4. Распределение безразмерной температуры τ_1 и τ_2 при сварке малоуглеродистой стали и алюминия с интенсивным охлаждением и без охлаждения (сплошные линии).

Рис. 5. Распределение температуры T_1 и T_2 (в градусах) в алюминиевой и медной пластинах по сечению, перпендикулярному к шву в различные моменты времени: ——— расчетные кривые; —·—·— экспериментальные.

Институт механики АН АрмССР

Поступило 13. II. 1980

Ա. Մ. ՍԱՐԳՍՅԱՆ

ԲԱՂԱԴՐՅԱԼ ԹԻԹԵՂԻ ՏԱՔԱՑՈՒՄԸ ՈՒՂՂԱԳԾԱՅԻՆ ԿՈՆՏԱԿՏԻՆ ԶՈՒԳԱՀԵՌ ՇԱՐԺՎՈՂ ՋԵՐՄԱՅԻՆ ԱՂԲՅՈՒՐՆԵՐՈՎ

Ա մ փ ո փ ո ւ մ

Որոշված է բաղադրյալ թիթեղում կվազիստացիոնար ջերմային դաշտը, որն առաջանում է կոնտակտին զուգահեռ շարժվող ջերմային աղբյուրներից։ Խնդիրը լուծված է Ֆուրյեի ինտեգրալ ձևափոխության մեթոդով։ Ստացված լուծումը հնարավորություն է տալիս որոշել եռակցման հետ կապված մի շարք տեխնոլոգիական պրոցեսների ջերմային դաշտերը (եռակցում, եռակցում-զոդում, ինտենսիվ սառեցումով եռակցում, եռակցում երկմետաղական միջադիրի օգտագործումով, նախնական տաքացումով եռակցում և այլն) և գտնել այդ պրոցեսների լավագույն ռեժիմները։

ЛИТЕРАТУРА

1. *Махненко В. И.* Расчет тепловых процессов при сварке встык разнородных материалов. «Физика и химия обработки материалов», 1967, № 6.
2. *[illegible] А. А., Воропай Н. М.* Распространение тепла при сварке плавлением алюминия с медью. «Автоматическая сварка», 1966, № 7.
3. *Казимиров А. А., Недосека А. Я.* Расчет температурных полей в пластинках при электросварке плавлением. Киев, «Наукова думка», 1968.
4. *Саргсян А. М.* Температурное поле при сварке встык разнородных пластин в условиях теплоотдачи. «Физика и химия обработки материалов», 1975, № 5.
5. *Саргсян А. М.* К расчету температурного поля в свариваемых встык разнородных пластинах сдвинутым источником тепла при неидеальном тепловом контакте между ними. «Физика и химия обработки материалов», 1979, № 2.
6. *Думов С. И.* Технология электрической сварки плавлением. Л., «Машиностроение», 1978.
7. *Аснис А. Е., Иващенко Г. А.* Способ снятия сварочных напряжений. Авт. свид. СССР, 197804, кл21h, 30/10.

ՀԱՅԿԱԿԱՆ ՍՍՀ ԳԻՏՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐԻ ԱԿԱԴԵՄԻԱՅԻ ՏԵՂԵԿԱԳԻՐ
ИЗВЕСТИЯ АКАДЕМИИ НАУК АРМЯНСКОЙ ССР

Տեխնիկական գիտութ. սերիա   XXXIII, № 3, 1980   Серия техническ...

НАУЧНЫЕ ЗАМЕТ...

Л. О. МХЕЯН, К. С. ВАРДАНЯН

ОБОСНОВАНИЕ МЕХАНИЗМА РАЗРУШЕНИЯ ГОРНЫХ ПОРОД ПРИ ВДАВЛИВАНИИ ШАРОВОЙ ДРОБИ

Рассматривается механизм разрушения горных пород при вдавливании шаровой дроби. Процесс разрушения сводится к исследованию механизма разрушения породы (упругого тела) при действии на ее поверхности сферического тела.

Вопросы разрушения горных пород при вдавливании сферы изучены многими авторами [1—4] и эти исследования, в основном, носят экспериментальный характер. В работах [1, 2] сделана попытка теоретически обосновать процесс разрушения, но мнения авторов не совпадают. Это объясняется сложностью самой задачи перехода от одной стадии к другой в процессе разрушения и недостаточной изученностью данного вопроса.

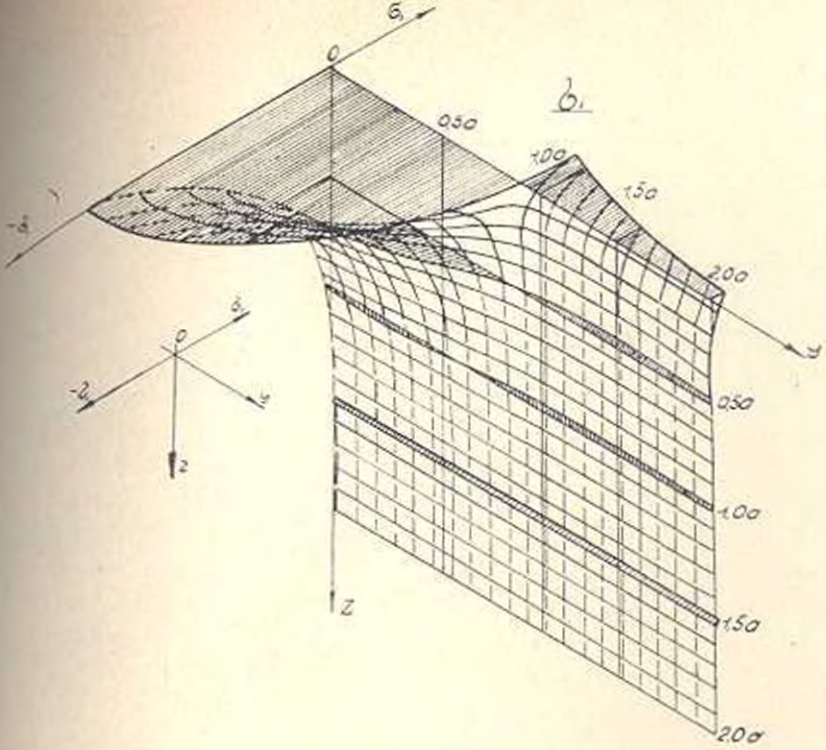
Для теоретического обоснования процесса хрупкого разрушения горной породы шаровой дробью, а также для расчета характерных величин необходимо исследовать напряженное состояние породы при вдавливании в нее сферического индентора.

В начальный период нагружения, когда не превзойден предел упругих деформаций горной породы, напряженное состояние описывается известным решением задачи Герца о вдавливании упругого шара в упругое полупространство.

Пусть упругое полупространство (горная порода) отнесено к декартовой системе координат X, Y, Z и к сферическому телу, находящемуся на ее поверхности, в начале координат действует сила P.

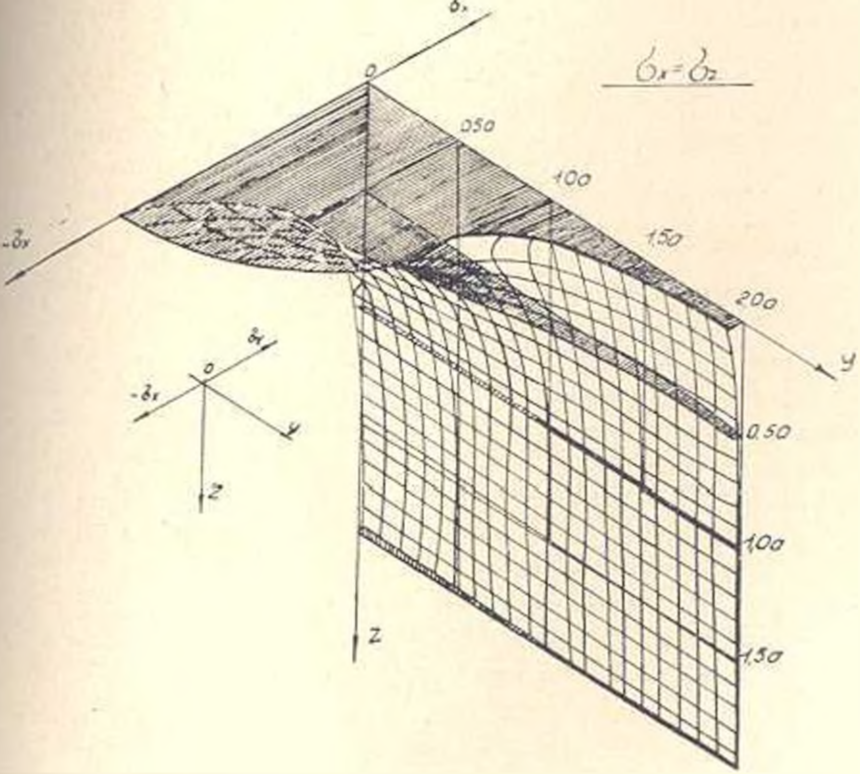
Имея ввиду симметричность задачи, ограничимся вычислением напряжений σ_x, σ_y, σ_z и τ_{yz} для плоскости $x = 0$ при помощи формул, приведенных в [5].

На ЭЦВМ „Наири" вычислены значения напряжений σ_x, σ_y, σ_z и τ_{yz} в точках сетки на плоскости YOZ $0 \leqslant y \leqslant 2a$, $0 \leqslant z \leqslant 2a$, с шагом сетки $0{,}1a$ (коэффициент Пуассона материала горной породы $\mu = 0{,}25$). В тех же точках вычислены значения главных напряжений и направления главных площадок, на основе которых построены пространственные эпюры этих напряжений, представленные на рис. 1а, б, ...



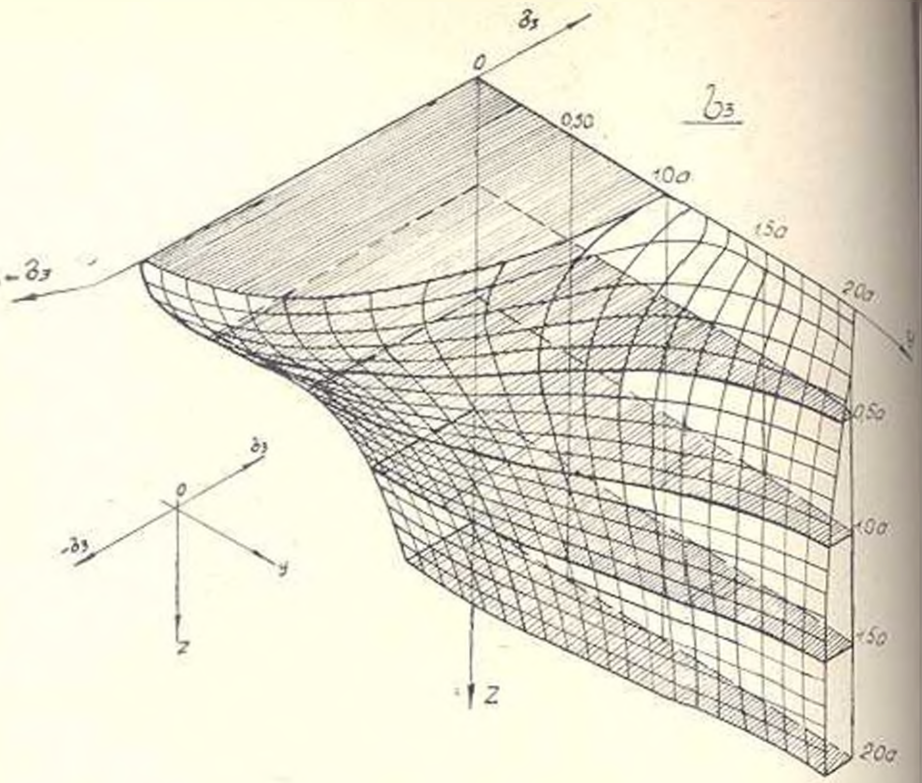
σ_1
0
0.5a
1.0a
1.5a
2.0a
$-\sigma_1$
y
0.5a
1.0a
1.5a
2.0a
Z

1a



$\sigma_x = \sigma_z$
0
0.5a
1.0a
1.5a
2.0a
$-\sigma_x$
σ_x
y
0.50
1.0a
1.5a
Z

1б



1в

Рис 1а, б, в. Эпюры главных напряжений.

Величины напряжений вычислены в относительных единицах, где за единицу принята величина $\frac{P}{a^2}$.

Анализируя значения главных напряжений из таблиц и поведени пространственных кривых на эпюрах, можно отметить следующие об- щие тенденции:

— при удалении от центра круга давления по направлению оси OZ значения напряжений σ_1 и σ_2 уменьшаются значительно быстр чем σ_3;

— все напряжения в центре круга давления и на определенно расстоянии по осям OZ и OY являются сжимающими;

— напряжение σ_3 для любой точки взятой плоскости являетс всегда сжимающим, а напряжения σ_1 и σ_2 по мере удаления от центра круга давления становятся растягивающими;

— напряжения σ_1 и σ_2 на расстоянии $z = 1,3a$ становятся растяги- вающими, наибольшее их значение достигается в точке $z = 1,9a$, где:

$\sigma_1 = \sigma_2 = 0,00418 \frac{P}{a^2}$;

— наибольшие значения напряжений получаются непосредственно в центре круга давления с координатами (0, 0, 0), где $\sigma_1 = \sigma_2 =$ $= -0{,}358\,\frac{P}{a^2}$; $\sigma_3 = -0{,}477\,\frac{P}{a^2}$;

— наибольшее растягивающее значение напряжения σ_1 действует на поверхности у контура круга давления в точке $y \approx a$, где $\sigma_1 = 0{,}0796\,\frac{P}{a^2}$.

На основе анализа упругое полупространство, находящееся в напряженном состоянии, можно разделить на три характерные области, соответствующие наличию:

A — растягивающих и сжимающих напряжений $\sigma_1 > 0$, $\sigma_2 < 0$, $\sigma_3 < 0$;
B — растягивающих и сжимающих напряжений $\sigma_1 > 0$, $\sigma_2 > 0$, $\sigma_3 < 0$;
C — сжимающих напряжений $\sigma_1 < 0$, $\sigma_2 < 0$, $\sigma_3 < 0$.

На рис. 2 показаны ообласти растягивающих и сжимающих напряжений упругого полупространства, и в каждой области приведен элемент с главными напряжениями σ_1 и σ_3; напряжение σ_2 перпендикулярно плоскости чертежа.

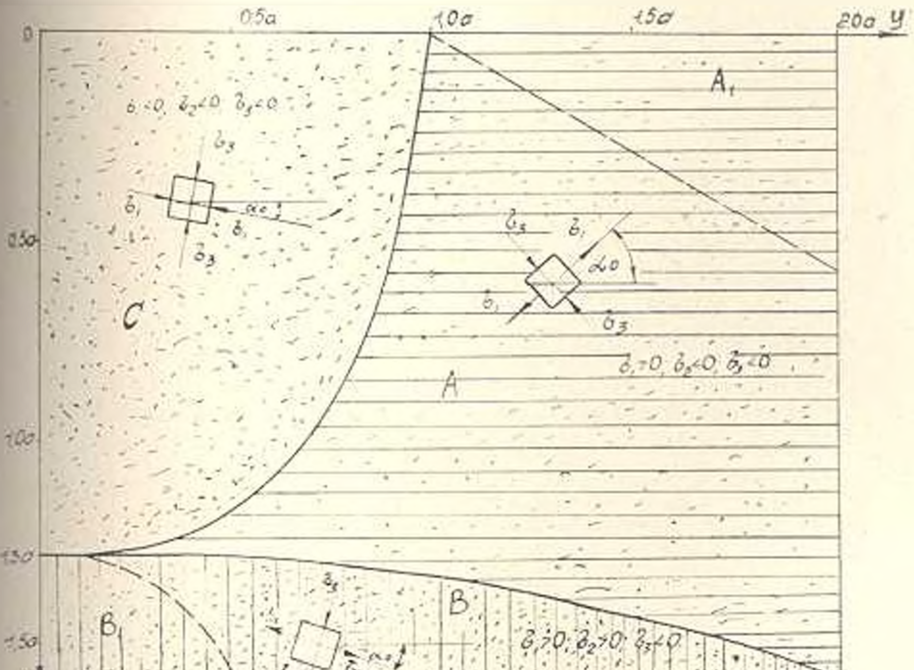


Рис. 2. Распределение напряжений в упругом полупространстве при вдавливании сферы; элементы с главными напряжениями.

Из анализа следует также, что в области A можно выделить участок с наличием достаточно больших растягивающих напряжений (участок — A_1). Область C, где все напряжения являются сжимаю[щими], можно, согласно [1], принять за область всестороннего сжатия. В об[ла]сти B можно выделить участок B_1 с достаточно большим растяг[иваю]щим напряжением.

Области A, B, C и соответствующие участки с наибольшими рас[тя]гивающими напряжениями A_1, B_1 играют существенную роль в проц[ес]се хрупкого разрушения горной породы.

Перейдем к исследованию процесса хрупкого разрушения и р[ас]чету некоторых характерных величин на основе теории хрупкого [раз]рушения [1, 3].

При увеличении силы P, когда превзойден предел упругих дефор[ма]ций горной породы, увеличивается зона контакта, т. е. радиус кон[ту]ра давления, и там же действуют наибольшие растягивающие напр[я]жения

$$\sigma_\nu = \sigma_1 = 0{,}0796\,\frac{P}{a^2}\cdot$$

При достижении величины σ предела прочности на разрыв гор[ной] породы появляются первые окружные трещины. Значение нагруз[ки], соответствующей появлению первых трещин, можно определить [из] условия:

$$0{,}0796\,\frac{P}{a^2} = \sigma_p.$$

Однако, сила, вызывающая появление первых трещин, незнач[и]тельна ввиду малости σ_p и не представляет интереса, т. к. эти трещ[и]ны весьма малы и при увеличении нагрузки закрываются растущ[ей] площадкой контакта. Дальнейшее увеличение нагрузки приводит к по[]явлению достаточно глубокой конической трещины, растущей с во[з]растанием нагрузки, что связано с накоплением упругой энергии в об[]ласти A_1 [1]. При этом, края трещин обламываются, конический объ[ем] под контактной площадкой обособляется и вся сила $P - P_{1k}$ действу[ет] на площадку контакта с радиусом a_k.

Для количественной оценки величин P_{1k} и a_k воспользуемся фор[]мулами, приведенными в [1]:

$$a_k = c_1 K_{Ic}^{2/3} E^{-2/3} R^{1/3}; \tag{1}$$

$$P_{1k} = c_2 K_{Ic}^{2} E^{-1} R, \tag{2}$$

где c_1 и c_2 — численные коэффициенты (для янцевского грани[та] $c_1 \approx 30$; $c_2 \approx 0{,}3\cdot 10^3$); E — модуль упругости горной породы; R — ра[]диус сферы; K_{Ic} — критическая величина коэффициента интенсивнос[ти] напряжений.

Значение K_{Ic} определяется экспериментальным путем. В частнос[ти], для янцевского гранита $K_{Ic} = 4{,}7$ *кгс/мм*$^{3/2}$.

По формулам (1) и (2) вычислены значения P_{1k} и a_k для янцевского гранита при различных значениях радиуса шара, которые приведены в табл. 1.

Возрастание силы P вызывает рост осевых трещин в области растягивающих напряжений B_1, которые с увеличением нагрузки в радиальном направлении увеличиваются и достигают боковой поверхности конуса. Развитие трещин происходит также в области всестороннего сжатия C под контактной площадкой. У конца трещины, находящейся в условиях сжатия, имеется малая область растягивающих напряжений [1]. Вследствие этого с увеличением уровня нагрузок произойдет развитие большего числа трещин. Вначале рост трещин является устойчивым, ввиду малости области растягивающих напряжений. Создается запас упругой энергии, необходимый для самоподдерживающего разрушения, которое совпадает с выходом осевых трещин на поверхность конуса.

Для количественной оценки разрушающей силы P_p воспользуемся формулой, выведенной на основе анализа размерностей в [1]:

$$P_p = a_k^{3/2} K_{Ic} \left| c_4 + c_3 \left(\frac{a_k}{l_0} \right)^{1/2} \right| . \qquad (3)$$

Для янцевского гранита $c_3 = 784$, $c_4 = 112$.

По формуле (3) вычислены значения силы P_p для различных диаметров шара, которые приведены в табл. 2.

Таблица 1

Радиус шара, *мм*	a_k, *мм*	P_{1k}, *кгс*
0,49	0,171	58
0,79	0,233	105
0,19	0,312	142
1,5	0,36	192
2	0, 12	260

Таблица 2

Радиус шара, *мм*	Разрушающая сила, *кгс*	
	расчетная	экспериментальная
0,49	135,5	150
0,79	242	240
1,19	419	420
1,5	549,5	530
2	736,5	750

Значения величин разрушающей силы P_p определены также экспериментальным путем, которые приведены в табл. 2.

Как показали сравнения теоретических и экспериментальных данных, разность величин составила не более 10%, что свидетельствует о применимости теоретических формул для расчета разрушающей силы.

НИИКС

Поступило 17.XII.1978

5—559

ЛИТЕРАТУРА

1. *Черепанов Г. П.* Механика хрупкого разрушения. М., «Наука», 1974.
2. *Кичигин А. Ф.* и др. Механическое разрушение горных пород комбин[illegible] способом. М., «Недра», 1972.
3. *Черепанов Г. П., Соколинский В. Б.* О разрушении хрупких тел при соу[illegible] «Труды конференции по контактным задачам», М., 1969.
4. *Эйгелес Р. М.* Разрушение горных пород при бурении. М., «Недра», 1971.
5. *Динник А. Н.* Избранные труды. Т. 1, Киев, 1952.

ԲՈՎԱՆԴԱԿՈՒԹՅՈՒՆ

ՄԵՔԵՆԱՇԻՆՈՒԹՅՈՒՆ

Մ. Վ. Կասյան, Մ. Մ. Սիմոնյան։ *Ընդհատ կտրման պայմաններում կարծր համաձուլվածքից գործիքի փխրուն ամրության գնահատումը* . . . . . .

Ռ. Գ. Ջավախյան, Ա. Ի. Բորիսենկո։ *Հարթ վեցօղակ մեխանիզմի մի համախմբի սինթեզ*

Գ. Ն. Կոչկարյան, Հ. Գ. Շեկյան։ *Հեղուսավոր միացման մասերի կոշտությունների ազդեցությունը դրանց դինամիկական որակի վրա* . . . .

Վ. Մ. Անիսիմով, Գ. Գ. Քոլոզյան, Ս. Ա. Խաչատրյան։ *«Տանող անիվ-փոխհաղորդագոտի-տրանսպորտային միջոց» համակարգի բնութագրումները տեղապտույտի ժամանակ* . . . .

ՇԻՆԱՐԱՐԱԿԱՆ ՄԵԽԱՆԻԿԱ

Հ. Բ. Շահազիզյան։ *Սողքի և ծռման ազդեցությունը մեծ երկարության հոսքերասալի կայունության վրա* . . . .

ՀԱՇՎՈՂԱԿԱՆ ՏԵԽՆԻԿԱ

Լ. Ա. Գրիգորյան։ *Որակի նպատակային ֆունկցիայի որոշումը պարամետրերի համասարման կիրառմամբ* . . . .

ՀԻԴՐՈՏԵԽՆԻԿԱ

Ի. Յա. Տոկար, Ա. Դ. Կրիոսի, Ս. Ի. Կանդյան։ *Արտակենտրոն պոմպերի հենարանի դինամիկայի մասին* . . . .

ՋԵՐՄԱՏԵԽՆԻԿԱ

Ս. Մ. Սարգսյան։ *Բազմաշերտ թիթեղի տաքացումը ուղղագծային կոնտակտին զուգահեռ շարժվող ջերմային աղբյուրներով* . . . .

ԳԻՏԱԿԱՆ ՆՈԹԵՐ

Լ. Օ. Մինսյան, Կ. Ս. Վարդանյան։ *Լեռնային ապարների քայքայման մեխանիզմի հիմնավորումը գնդային կոտորակի ներթափման դեպքում* . . . . .

СОДЕРЖАНИЕ

Стр.

МАШИНОСТРОЕНИЕ

А. Касьян, *М. М. Симонян.* Оценка хрупкой прочности твердосплавного инструмента в условиях прерывистого резания 3

Н. Мацоохян, *А. Н. Борисенко.* Синтез одного семейства плоских шестизвенных механизмов 9

В. Кошкарян, *Г. Г. Шекян.* Влияние жесткостей деталей резьбового соединения на его динамическое качество 18

М. Семенов, *Г. Г. Колозян, С. А. Хачатрян.* Автоколебания в системе «Двигатель—трансмиссия—транспортное средство» при буксовании движителей 23

СТРОИТЕЛЬНАЯ МЕХАНИКА

А. Шахсузян. О влиянии ползучести и старения на устойчивость удлиненной трехслойной плиты 30

ВЫЧИСЛИТЕЛЬНАЯ ТЕХНИКА

А. *Григорян.* Определение целевой функции качества с применением уравнений регрессии параметров 39

ГИДРОТЕХНИКА

Токарь, А. Д. Кринони, А. Г. Дангян. О динамике опоры эксцентриковых насосов 44

ТЕПЛОТЕХНИКА

М. *Саргсян.* Нагрев составной пластины источниками тепла, движущимися параллельно прямолинейному контакту 52

НАУЧНЫЕ ЗАМЕТКИ

О. *Мхеян, К. С. Варданян.* Обоснование механизма разрушения горных пород при вдавливании шаровой дроби 60