

ՀԱՅԿԱԿԱՆ ՍՍՀ
ԳԻՏՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐԻ ԱԿԱԴԵՄԻԱՅԻ

ՏԵԴԵԿԱԳԻՐ
ИЗВЕСТИЯ

АКАДЕМИИ НАУК АРМЯНСКОЙ ССР

ՏԵԽՆԻԿԱԿԱՆ ԳԻՏՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐԻ ՍԵՐԻԱ
СЕРИЯ ТЕХНИЧЕСКИХ НАУК

Журнал издается с 1947 г.
Выходит 6 раз в год на русском языке

Կ Ե Ր Ա Պ Ր Ա Կ Կ Ե Կ Ն Կ Ն Ը Ե Ի Ա

Չատուրյան Մ. Վ. (պատ. խմբագրիչ), Աղոնց Հ. Տ. (պատ. խմբագրի տեղակալ),
Ալեքսանյան Վ. Վ., Անանյան Ա. Կ., Զաղոյան Մ. Ա., Հակոբյան Ռ. Ն.,
Սարրգսյան Յու. Լ., Ստակյան Մ. Փ., Տեր-Ազարն Ի. Ա.,
Փինաջյան Վ. Վ. (պատ. խմբագրի տեղակալ),
Պատասխանատու ճարտարագր Ստեփանյան Զ. Կ.

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ

Касьян М. В. (ответ. редактор), Адоин Г. Т. (зам. ответ. редактора),
Алексеевский В. В., Анания А. К., Акопин Р. Е., Зидоян М. А.,
Пинаджян В. В. (зам. ответ. редактора), Саркисян Ю. Л.,
Стакан М. Г., Тер-Азарьев Н. А.
Ответственный секретарь Степанян Э. К.

МАШИНОСТРОЕНИЕ

Գ. Լ. ПЕТРОСЯН, Դ. Գ. ПЕРСЕСЯН

ОБ ОДНОЙ ВЫЧИСЛИТЕЛЬНОЙ ПРОГРАММЕ ИССЛЕДОВАНИЯ
ПРОЦЕССОВ ФОРМОВАНИЯ ПОРИСТЫХ МАТЕРИАЛОВ
В КОНИЧЕСКИХ МАТРИЦАХ МЕТОДОМ КОНЕЧНЫХ
ЭЛЕМЕНТОВ

В работах [1, 2] приведены основные зависимости метода конечных элементов для решения задач формования пористых цилиндрических заготовок при свободной осадке и прессовании их в жестких цилиндрических и конических матрицах. Созданные при этом вычислительные программы позволяют решать широкий класс осесимметричных задач уплотнения и формоизменения пористых заготовок.

Большой интерес представляет дальнейшее усовершенствование вычислительных программ и использование их для решения других осесимметричных задач.

В настоящей работе, с целью исследования методом конечных элементов процессов формования цилиндрических порошковых заготовок в конических матрицах, приведено описание и применение одной из вычислительных программ, при помощи которой при указанных размерах заготовки и количестве элементов осуществляется автоматическое разделение заготовки на треугольные конечные элементы.

Описание формул и их подробный анализ освещены в [1, 2]. Отметим лишь, что проведенные в данной работе исследования основаны на зависимостях теории пластичности реальных пористых материалов.

Блок-схема вычислений показана на рис. 1. Сначала вводятся исходные данные (механические характеристики материала: параметры аппроксимированной диаграммы деформирования A , B , b и пористости материала m , n ; величина коэффициента Пуассона ν ; начальная пористость материала μ_0 и т. д.), на основании которых формируются следующие матрицы: $[D]$ — устанавливающая связь между векторами столбцами напряжений $\{\sigma\}$ и приращений деформации $\{d\varepsilon\}$; $[B]$ — связывающая между собой векторы-столбцы приращений деформаций $\{d\varepsilon\}$ и узловых перемещений $\{d\delta\}$; $[k]^e$, $[k]$ — матрицы жесткостей конечных элементов и всей конструкции.

При этом составляются уравнения равновесия узлов сетки конечных элементов. Получается система алгебраических уравнений, в которую входят приращения узловых перемещений и узловых усилий. Для

того, чтобы составление системы алгебраических уравнений было автоматизировано, вокруг деформированной заготовки образуем слой нулевой жесткости.

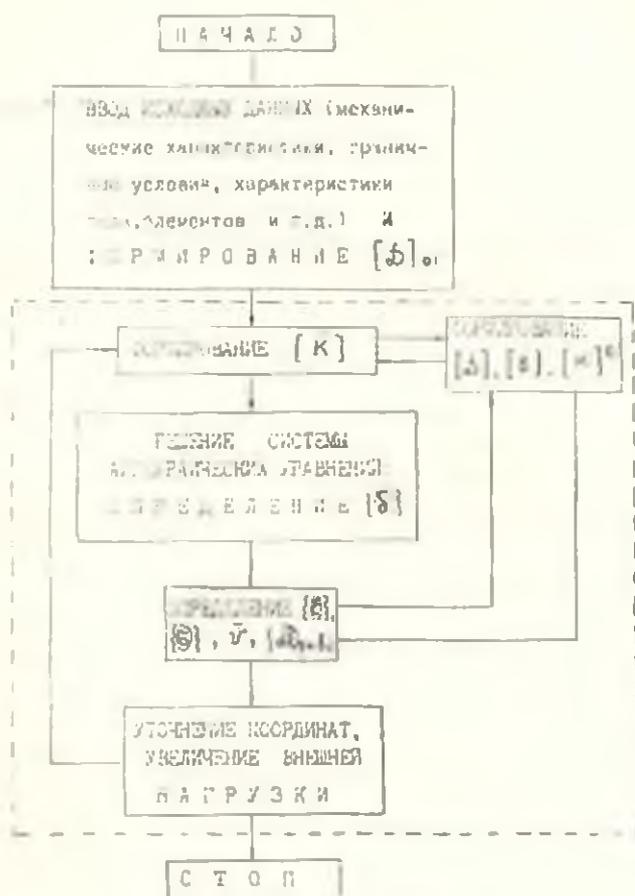


Рис. 1. Блок-схема вычислений.

Учет граничных условий осуществляется по методике [3]. При этом диагональный элемент k_{ii} матрицы жесткости всей конструкции умножается на заданное большое число $0,1 E + 9$, а соответствующая компонента вектора узлового усилия заменяется величиной $Ck_{ii} \cdot 0,1 E + 9$, где C — заданное перемещение этого узла. Поскольку другие члены данного уравнения остаются неизменными малыми величинами, по сравнению с двумя другими, то в полученном решении приращение перемещения соответствующего узла будет приближенно равняться величине C . Решение системы алгебраических уравнений позволяет получить также остальные приращения узловых перемещений сетки конечных элементов. Далее, при помощи матриц $[B]$ и $[D]$ определяются компоненты напряженно-деформированного состояния, после чего и устанавливается деформированная форма заготовки. При этом перемещение узлов сетки и компоненты деформаций конечных элементов опре-

деляются суммированием соответствующих приращений перемещений и деформаций.

Отличительной особенностью приведенного метода расчета является предварительная линеаризация нелинейных алгебраических уравнений методом переменных параметров упругости. При этом матрица жесткости $[k]$ в пределах каждого шага итерационного процесса принимается постоянной и составляется по результатам, полученным на предыдущем шаге. После достижения заданной точности расчета увеличивается внешняя нагрузка заготовки. Этот цикл повторяется до тех пор, пока степень деформирования заготовки не достигает заданной величины.

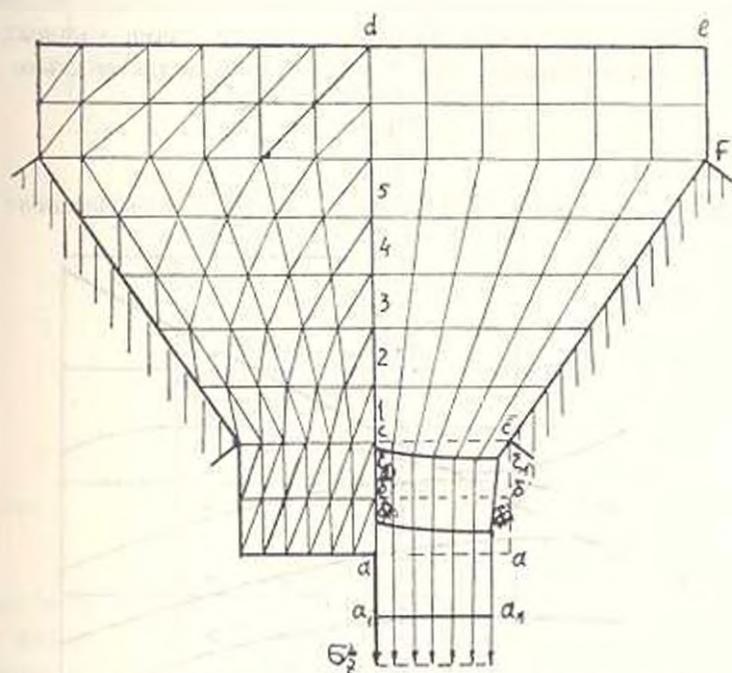


Рис. 2. Схема волочения пористой заготовки переменного сечения.

Для исследования процессов формирования пористых цилиндрических заготовок в конических матрицах на алгоритмическом языке ФОРТРАН-IV составлена вычислительная программа (часть этой программы, которая реализует формирование матрицы жесткости $[k]$ и граничные условия, приведены в конце статьи.) В программе используется общеизвестная подпрограмма решения системы алгебраических уравнений под названием SISN1. С помощью разработанной программы рассмотрен случай начального периода волочения пористой заготовки (рис. 2), когда сечение $a-a$ перемещается параллельно и занимает положение a_1-a_1 . Практическая ценность этой задачи заключается в теоретической оценке деформируемости при волочении прутков, содержащих микропоры и неметаллические включения (источники появления новых пор). Это подтверждается тем, что начальная микропо-

ристость заготовки, действительно, является причиной возникновения внутренних разрывов при волочении [4].

Вычисления выполнялись на ЭВМ ЕС-1022. Материал заготовки — слесенная медь из порошка марки ПМС-1 со следующими физико-механическими характеристиками: $A = 175 \text{ МПа}$; $B = 500 \text{ МПа}$; $b = 0,3$; $m = 0,85$; $n = 0,25$; $\mu = 0,48$; $\nu = 0,16$.

Граничные условия имеют вид:

а) безразмерные перемещения w , u узлов в осевом z и радиальном r направлениях (рис. 2) свободны, кроме узлов на оси заготовки ($u_{ad} = 0$), на поверхности заготовки, ограниченной радиусом ad ($w_{ad} = c$), и на конической части заготовки cF ($u_{cF} = w_{cF} \text{tg } \varphi$);

б) на конической части заготовки cF проекции узловых усилий Z_{cF} , R_{cF} по направлениям осей z и r связаны зависимостью:

$$R_{cF} = \frac{f \text{tg } \varphi - 1}{\text{tg } \varphi + f} Z_{cF},$$

где $\varphi = 30^\circ$ — угол конической матрицы; $f = 0,05$ — коэффициент трения.

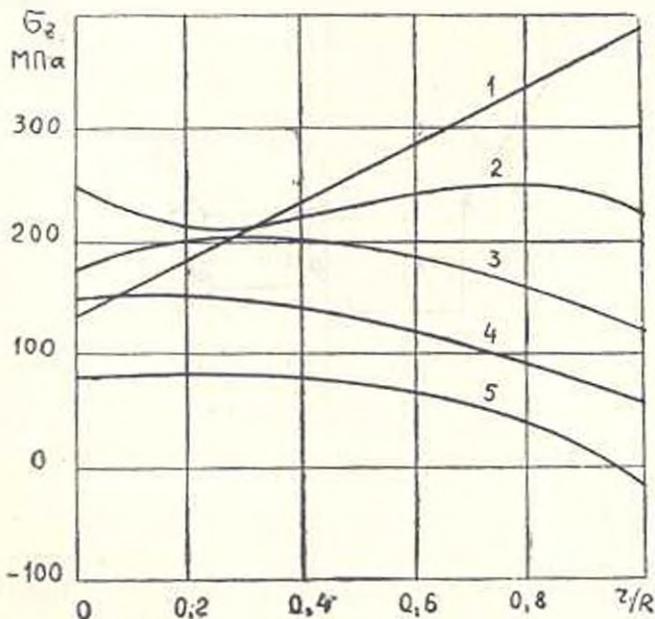


Рис. 3. Эпюры осевого напряжения σ_z для различных сечений.

Имеем также: $D_0/h = 1,14$; $D_0/D_a = 2,28$, где D_a — начальный диаметр заготовки; D_0 — диаметр изделия; h — высота конической части матрицы.

Исследования показали, что при максимальной пластической деформации, равной 9%, эпюры осевого напряжения σ_z , осредненного по двум смежным треугольным элементам, для различных сечений (1, 2, 3, 4, 5) конической части стержня имеют вид, приведенный на рис. 3. Как следует из рис. 2 и 3, большие перемещения и напряжения σ_z воз-

никают у выходных сечений заготовки. Следовательно, в этих сечениях будут большие пластические деформации и положительные средние напряжения. Схема распространения больших пластических деформаций при начальном течении волочения цилиндрических заготовок переменного сечения показана на рис. 4. Что касается пористости, то она в действительности увеличивается быстрее в выходных сечениях, и при срав-

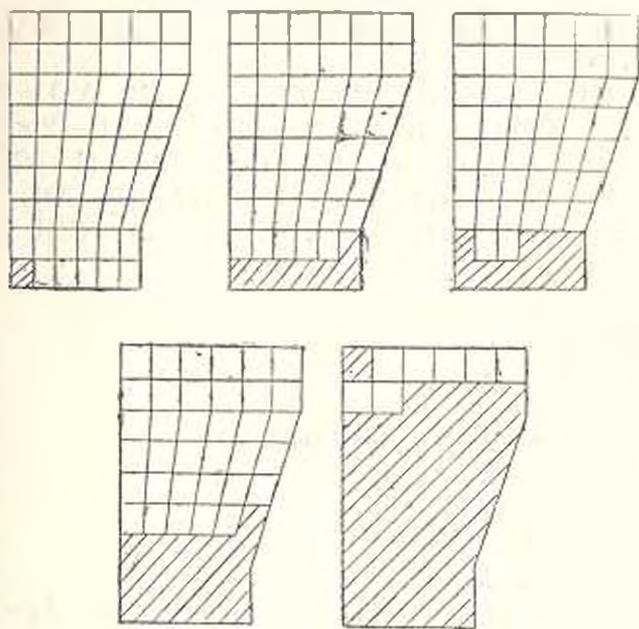


Рис. 4. Схема распространения больших пластических деформаций при волочении.

нительно большой начальной пористости и степени обжатия может привести к разрушению изделия [4]. Это объясняется тем, что увеличение пористости пропорционально положительному среднему напряжению и степени пластической деформации заготовки [1, 2].

Формирование матрицы жесткости $[k]$

DO 6 I = 1, L4

DO 6 J = 1, K

6 A(I, J) = 0.0

DO 7 I = 1, N1

DO 7 J = 1, M1

RI = R(I + 1, J + 1); RJ = R(I, J); RM = R(I, J + 1);

RZ = R(I + 1, J); ZI = Z(I + 1, J + 1); ZJ = Z(I, J);

ZM = Z(I, J + 1); ZR = Z(I + 1, J); IB = (I + 1) * M1 + J;

L1 = 2 * IB - 1

DO 7 IJ = 1, 2

CI(1) = RM - RJ; CI(2) = RI - RM; CI(3) = RJ - RI;

```

BI(1) = ZJ - ZM; BI(2) = ZM - ZI; BI(3) = ZI - ZJ;
DM = RJ * BI(2) + RI * BI(1) + RM * BI(3);
R1 = (RI + RJ + RM)/3.0; VS(L1) = PI * R1 * DM
DO 9 I2 = 1, 6, 2
L2 = I2/2 + 1; B(L1, 1, I2) = 0.0; B(L1, 1, I2 + 1) = C1(I2)/DM;
B(L1, 2, I2) = BI(L2)/DM; B(L1, 2, I2 + 1) = 0;
B(L1, 3, I2) = 1/(3 * R1); B(L1, 3, I2 + 1) = 0;
B(L1, 4, I2) = C1(I2)/DM; B(L1, 4, I2 + 1) = BI(L2)/DM
9 CONTINUE
RM = RJ; RJ = RZ; ZM = ZJ; ZJ = ZR; VO = VA(L1);
C = (G - AO)/(1 + AO); CO = (1 + C) * (1 - 2 * C);
COI = C/CO; D(4, 4) = (1 + AO)/3; CO = (1 - C)/CO;
D(1, 2) = COI; D(1, 3) = COI; D(2, 1) = COI;
D(3, 1) = COI; D(2, 3) = COI; D(3, 2) = COI
DO 5 I1 = 1, 3
D(I1, 4) = 0; D(I1, I1) = CO; D(4, I1) = 0.0
5 CONTINUE
DO 71 I1 = 1,4
DO 71 J1 = 1,4
71 DI(I1, I1, J1) = VE(L1) * D(I1, J1)
L1 = L1 + 1
7 CONTINUE
DO 10 I = 1, N
DO 10 J = 1, M
L = 2 * ((I - 1) * MI + J) - 1; L1 = 2 * ((I - 1) * M + J) - 1
DO 12 I1 = 1,6
MI(I1) = 0
DO 12 J1 = 1,6
DO 12 K1 = 1,6
12 AK(I1, J1, K1) = 0
MI(1) = L; MI(2) = L + 1
IF(I.EQ.1.OR.J.EQ.1) GO TO 141
MI(4) = L - 2 * MI - 1
MI(5) = L - 2 * MI - 2
141 IF(I.EQ.N.OR.J.EQ.1) GO TO 142
MI(3) = L - 2
142 IF(I.EQ.1.OR.J.EQ.M) GO TO 143
MI(6) = L - 2 * MI + 1
143 DO 15 I1 = 1,6
333 FORMAT (IX, 10II0)
L2 = MI(I1)
IF(L2.EQ.0) GO TO 15
DO 16 J1 = 1,6
DO 16 K1 = 1,4
BD1 = 0
DO 17 K2 = 1,4

```

```

17 BD1 = BD1 + B(L2, K2, J1) * D1(L2, K2, K1)
16 BD(J1, K1) = BD1
   DO 18 J1 = 1,6
   DO 18 K1 = 1,6
   BD1 = 0
   DO 19 K2 = 1,4
19 BD1 = BD1 + BD(J1, K2) * B(L2, K2, K1)
18 AK(I1, J1, K1) = BD1 * VS(L2)
15 CONTINUE
   A(L1, L1) = AK(1, 3, 3) + AK(2, 5, 5) + AK(3, 5, 5) +
   + AK(4, 1, 1) + AK(5, 1, 1) + * AK(6, 3, 3)
   A(L1, L1 + 1) = AK(1, 3, 4) + AK(2, 5, 6) + AK(3, 5, 6) +
   + AK(4, 1, 2) + AK(5, 1, 2) + * AK(6, 3, 4)
   A(L1 + 1, L1) = A(L1, L1 + 1)
   A(L1 + 1, L1 + 1) = AK(1, 4, 4) + AK(2, 6, 6) +
   + AK(3, 6, 6) + AK(4, 2, 2) + AK(5, 2, 2) + * AK(6, 4, 4)
   IF(I + 1.GT.N.OR.J + 1.GT.M) GO TO 20
   L2 = 2 * (I * M + J + 1) - 1;
   A(L1, L2) = AK(1, 3, 1) + AK(2, 5, 1);
   A(L1, L2 + 1) = AK(1, 3, 2) + AK(2, 5, 2);
   A(L1 + 1, L2) = AK(1, 4, 1) + AK(2, 6, 1);
   A(L1 + 1, L2 + 1) = AK(1, 4, 2) + AK(2, 6, 2);
   A(L2 + 1, L1 + 1) = A(L1 + 1, L2 + 1);
   A(L2, L1 + 1) = A(L1 + 1, L2); A(L2 + 1, L1) = A(L1, L2 + 1);
   A(L2, L1) = A(L1, L2)
20 IF(I + 1.GT.N) GO TO 21
   L2 = 2 * (I * M + J) - 1; A(L1, L2) = AK(2, 5, 3) + AK(3, 5, 1);
   A(L1, L2 + 1) = AK(2, 5, 4) + AK(3, 5, 2);
   A(L1 + 1, L2) = AK(2, 6, 3) + AK(3, 6, 1);
   A(L1 + 1, L2 + 1) = AK(2, 6, 4) + AK(3, 6, 2);
   A(L2 + 1, L1 + 1) = A(L1 + 1, L2 + 1);
   A(L2, L1 + 1) = A(L1, L2 + 1); A(L2 + 1, L1) = A(L1, L2 + 1);
   A(L2, L1) = (L1, L2)
21 IF(J + 1.GT.M) GO TO 10
   L2 = 2 * ((I - 1) * M + J + 1) - 1;
   A(L1, L2) = AK(6, 3, 1) + AK(1, 3, 5);
   A(L1, L2 + 1) = AK(6, 3, 2) + AK(1, 3, 6);
   A(L1 + 1, L2) = AK(6, 4, 1) + AK(1, 4, 5);
   A(L1 + 1, L2 + 1) = AK(6, 4, 2) + AK(1, 4, 6);
   A(L2 + 1, L1 + 1) = A(L1 + 1, L2 + 1);
   A(L2, L1 + 1) = A(L1 + 1, L2); A(L2 + 1, L1) = A(L1, L2 + 1);
   A(L2, L1) = A(L1, L2)
10 CONTINUE

```

Граничные условия

```

DO 25 I = 1, L4
25 U(I) = 0
SZ = -(1 - F * TA) / (TA + F)
DO 26 J = 1, M
L1 = 2 * J - 1; A(L1 + 1, L1 + 1) = SC * A(L1 + 1, L1 + 1)
L1 = 2 * (N - 1) * M + J - 1; U(L1) = C2 * SC * A(L1, L1);
A(L1, L1) = SC * A(L1, L1);
U(L1 + 1) = C1 * SC * A(L1 + 1, L1 + 1);
A(L1 + 1, L1 + 1) = SC * A(L1 + 1, L1 + 1)
26 CONTINUE
DO 27 I = 1, N
L1 = 2 * (M * (I - 1) + 1) - 1; U(L1) = C2 * SC * A(L1, L1);
A(L1, L1) = SC * A(L1, L1)
27 CONTINUE
DO 28 I = 1K, 1K1
L1 = 2 * I * M; A(L1 + 1, L1 - 1) = -SZ;
A(L1, L1 - 1) = -1.0; A(L1 - 1, L1 - 1) = 1; A(L1, L1 - 1) = -F
28 CONTINUE
310 FORMAT (1X, 12F10.4)
DO 117 I = 1, L4
117 K(I, K) = U(I)
CALL SISNI (L4, K, A, U)
DO 36 I = 1K, 1K1
L1 = 2 * I * M; TX(L1 - 1) = U(L1 - 1);
U(L1 - 1) = TA * U(L1)
36 CONTINUE

```

Էրվիլի ան. Կ. Մարքս

14. IV 1983

Գ. Լ. ՊԵՏՐՈՍՅԱՆ, Գ. Գ. ՆԵՐՍԻՍՅԱՆ

**ՎԵՐՋԱՎՈՐ ԷԼԵՄԵՆՏՆԵՐԻ ՄԵԹՈԴՈՎ ԿՈՆԱԿԱՆ ՄԱՏՐԻՑԱՅՈՒՄ
ՄԱԿՈՏԿԵՆ ՆՅՈՒԹԵՐԻ ԶԵՎԱՎՈՐՄԱՆ ՊՐԱՑԵՍՆԵՐԻ ՀԵՏԱԶՈՏՄԱՆ
ՄԻ ՀԱՇՎԻՉ ՄՐԱԳՐԻ ՄԱՍԻՆ**

Ա մ փ ո փ ո ս մ

Վերջավոր էլեմենտների մեթոդով ծակոտկեն գլանային պատրաստուկների կոնական մատրիցայում ձևավորման պրոցեսների հետազոտման համար մշակված է հաշվիչ ծրագիր, որը հնարավորություն է տալիս րատ պատրաստուկի յափերի և վերջավոր էլեմենտների քանակի իրականացնել նրա ավտոմատ բաժանումը օղակաձև եռանկյուն հատվածքով վերջավոր էլեմենտների:

Հետազոտված է կորզանման դեպքում ծակոտկեն պատրաստուկի յարվածա-դեֆորմացիոն վիճակը: Ցույց է տրված, որ նյութի սկզբնական միկրոծակոտկենությունը հանդիսանում է ձողերի քայքայման պատճառը:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. *Петросян Г. Л., Нерсесян Г. Г., Аветян С. С.* Исследование напряженно-деформированного состояния осесимметричной осадки пористых материалов МКЭ.— Изв. АН АрмССР, Механика, 1980, XXIII, № 1, с. 65—76
2. *Петросян Г. Л.* и др. Уплотнение пористых материалов в жестких конических и цилиндрических матрицах.— Порошковая металлургия, 1982, № 5, с. 22—27.
3. *Зенкевич О.* Метод конечных элементов в технике.— М.: Мир, 1975.— 541 с.
4. *Перлин И. Л., Ерманок М. З.* Теория волочения.— М.: Металлургия, 1971.— 448 с.

МАШИНОСТРОЕНИЕ

М. М. МАРТИРОСЯН, А. М. СИМОНЯН

К ВОПРОСУ ОБ ОПРЕССОВКЕ ТОНКОСТЕННЫХ ТРУБ
ИЗ КОМПОЗИЦИОННОГО МАТЕРИАЛА

Как известно, прессование композиционных материалов при полимеризации приводит к улучшению их прочностных свойств. Непосредственное осуществление прессования обычными способами связано с необходимостью использования громоздкого оборудования, в связи с чем при получении оболочечных конструкций методом намотки целесообразным является применение метода прессования тонкостенных труб из композиционного материала, описанного в [1]. Этот метод предусматривает намотку композита на алюминиевую оправку, затем намотку на композит стальной ленты, что при повышении температуры, сопровождающей полимеризацию, приводит к прессовке композита в радиальном направлении, вследствие разницы коэффициентов линейного теплового расширения алюминия и стали. В целях возможности регулирования давления опрессовки, как отмечено в [1], поверх композита может быть намотана алюминиевая фольга, а затем на нее — стальная лента.

Из других способов опрессовки тонкостенных оболочек представляется уместным отметить метод, основанный на заключении оболочки между оправкой и канатом и создание теплового потока, соответствующего перепаду температуры по толщине пакета «оправка—оболочка—канат» с меньшей температурой со стороны каната, разработанный в [2].

В настоящей работе приведен расчет давлений опрессовки, осуществляемой методом [1], и выбора толщины оправки, слоя алюминиевой фольги и стальной ленты для обеспечения требуемого давления опрессовки.

1. *Определение напряжений при опрессовке способом [1] при отсутствии слоя алюминия под стальной лентой.* Рассмотрим трехслойную тонкостенную трубу (рис. 1), внутренний и наружный слои которого изготовлены из алюминия и стали, соответственно, а средний слой — из композита. В результате равномерного нагрева такой трубы запишем соотношение, выражающее тот факт, что сближение наружного и внутреннего слоев возможно лишь за счет деформации среднего слоя:

$$u_{r,c} = u_{r,a} + h_c \epsilon_{r,c}, \quad (1.1)$$

где u_r и ε_r — перемещение и деформация в радиальном направлении, индексы «а», «к» и «с» соответствуют внутреннему, среднему и наружному слоям. Полагая, что наружная и внутренняя трубы являются гомогенными и упругими и находясь в условиях плоского напряженного состояния ($\sigma_{z_a} = \sigma_{z_c} = 0$), запишем соотношения:

$$u_{r_c} = R \varepsilon_{\varphi_c}; \quad u_{r_a} = R \varepsilon_{\varphi_a}; \quad (1.2)$$

$$\varepsilon_{\varphi_c} = \frac{\sigma_{\varphi_c}}{E_c} + \alpha_c \Delta T, \quad \varepsilon_{\varphi_a} = \frac{\sigma_{\varphi_a}}{E_a} + \alpha_a \Delta T.$$

Подставляя (1.2) в (1.1), получим:

$$\frac{\sigma_{\varphi_c}}{E_c} + \alpha_c \Delta T = \frac{\sigma_{\varphi_a}}{E_a} + \alpha_a \Delta T + \frac{h_k}{R} \varepsilon_{r_k}. \quad (1.3)$$

Оценить деформативные характеристики композита, проявляющиеся при нагреве и в процессе полимеризации, чрезвычайно трудно. Учитывая это обстоятельство, целесообразным представляется упрощенно считать композит упругим слоем, сжатым в направлении r некоторым давлением q . В таком случае для ε_r получим выражение:

$$\varepsilon_{r_k} = -\frac{q}{E_r} (1 - \nu_{r_r} - \nu_{z_r}) + (\alpha_{r_k} + \alpha_{\varphi_k} + \alpha_{z_k}) \Delta T, \quad (1.4)$$

где E_r — модуль упругости слоя композита в радиальном направлении; ν_{r_r} и ν_{z_r} — коэффициенты Пуассона; α_{r_k} , α_{φ_k} , α_{z_k} — коэффициенты линейного теплового расширения композита в соответствующих направлениях.

Давление q , которым сжимается слой композита, определяет окружные напряжения σ_{φ_c} и σ_{φ_a} :

$$\sigma_{\varphi_c} = \frac{qR}{h_c}; \quad \sigma_{\varphi_a} = \frac{qR}{h_a}, \quad (1.5)$$

которые легко могут быть получены из условия равновесия элемента наружной или внутренней трубы. Подставляя (1.4) и (1.5) в (1.3), получим формулу для определения давления опрессовки q :

$$q = \frac{\left[\alpha_{r_k} + \alpha_{\varphi_k} + \alpha_{z_k} \right] \frac{h_k}{R} + \alpha_a - \alpha_c}{R \left(\frac{h_k}{h_c E_c} + \frac{h_k}{h_a E_a} + \frac{h_k^2}{R^2} \frac{1 - \nu_{r_r} - \nu_{z_r}}{E_r} \right)} h_c \Delta T. \quad (1.6)$$

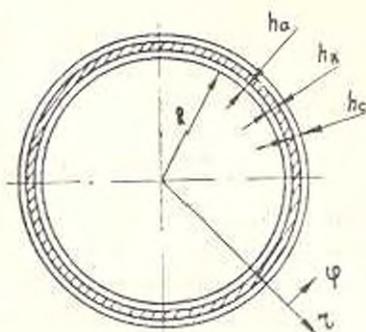


Рис. 1.

Учитывая, что указанный метод опрессовки обычно используется для несъема тонкостенных труб ($\frac{h_k}{R} \rightarrow 0$), то формула (1.6) может быть записана в виде:

$$q = \frac{(\alpha_s - \alpha_c) \Delta T}{R \left(\frac{1}{h_r E_r} + \frac{1}{h_s E_s} \right)} \quad (1.7)$$

т. е. вследствие малости $\left(\frac{h_k}{R}\right)^2$ деформационные свойства композита практически не влияют на величину давления опрессовки. К такому же выводу приходим, принимая вместо (1.4) соотношение, более точно описывающее деформационные свойства композита. Согласно формуле (1.7) давление опрессовки можно регулировать, изменяя лишь толщины ленты h_c или оправки h_s , т. к. ΔT неизменно и определяется режимом полимеризации. Изменение толщины оправки зачастую не представляется возможным из конструктивных соображений, а толщина внешнего стального слоя, составленного намоткой ленты, может быть равна лишь сумме толщин нескольких слоев ленты, т. е. иметь технологическое ограничение. Вследствие этого особое значение приобретает разновидность рассматриваемого способа, заключающаяся в намотке под стальной лентой слоя алюминиевой фольги и рассмотренная ниже.

2. *Определение напряжений при опрессовке способом [1] при наличии слоя алюминия под стальной лентой.* Рассмотрим теперь четырехслойную тонкостенную трубу (рис. 2), состоящую из слоев алюминия h_s , композита h_k , алюминиевой фольги h_ϕ и стальной ленты h_c . Принимая, что композит опрессовывается давлением q , для слоев фольги и стальной ленты получаем следующие условия равновесия и совместности деформации:

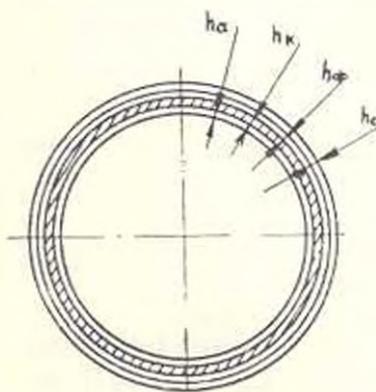


Рис. 2.

$$h_c \sigma_{rc} + h_\phi \sigma_{r\phi} = qR; \quad \varepsilon_{r\phi} = \varepsilon_{rc} \quad (2.1)$$

Подставляя (1.2) и решая (2.1) относительно ε_{rc} , получим:

$$\sigma_{rc} = \frac{\frac{qR}{h_\phi E_s} + (\alpha_s - \alpha_c) \Delta T}{\frac{1}{E_c} + \frac{h_s}{E_s h_\phi}} \quad (2.2)$$

Переходя к рассмотрению пакета в целом, легко убеждаемся, что соотношения (1.1)—(1.4) остаются в силе и для рассматриваемого случая. Подставляя (2.2), (1.4) и очевидное

$$\sigma_{rc} = \frac{qR}{h_s} \quad (2.3)$$

в (1.3) и решая уравнение относительно q , получим:

$$q = \frac{\left[(z_s - z_c) \frac{h_c E_c}{h_\phi E_s + h_c E_c} + \frac{h_c}{R} (z_{r_s} + z_{r_c} + a_{r_s}) \right] h_s \Delta T}{R \left[\frac{h_c}{h_\phi E_s + h_c E_c} + \frac{h_s}{h_s E_s} + \left(\frac{h_s}{R} \right)^2 \frac{1 - \nu_{r_s} - \nu_{r_c}}{E_s} \right]} \quad (2.4)$$

Для тонкостенных труб имеем: $\frac{h_c}{R} \rightarrow 0$, вследствие чего:

$$q = \frac{(z_s - z_c) \Delta T}{R \left(\frac{1}{h_c E_c} + \frac{1}{h_s E_s} + \frac{h_\phi}{h_s h_c E_c} \right)} \quad (2.5)$$

Формула (2.5) позволяет осуществить расчет давления опрессовки при равномерном нагреве композита, намотанного на алюминиевую оправку и окаймленного слоями алюминиевой фольги и стальной ленты. С помощью подбора толщины слоя алюминиевой фольги можно регулировать давление опрессовки, но не превышая значения (1.7). Действительно, для достижения давления опрессовки, равного, например, некоторому значению q_0 , удовлетворяющему условию

$$q < \frac{(z_s - z_c) \Delta T}{R \left(\frac{1}{h_c E_c} + \frac{1}{h_s E_s} \right)}$$

согласно (2.5) достаточно принять толщину слоя фольги h_ϕ :

$$h_\phi = \frac{h_s h_c E_c (z_s - z_c) \Delta T}{q_0 R} - \frac{h_c E_c}{E_s} - h_s \quad (2.6)$$

Таким образом, при изготовлении тонкостенной трубы из композиционного материала способом [1] возможна опрессовка изделия, при котором давление опрессовки можно регулировать изменением толщины слоя алюминиевой фольги, непосредственно наматываемого на композит, в зависимости от диаметра и толщины оболочки.

Մ. Մ. ՄԱՐՏԻՈՍՅԱՆ, Ա. Մ. ՍԻՄՈՆՅԱՆ

ԿՈՄՊՈԶԻԹԻՈՆ, ՆՅՈՒԹԻՑ ՊԱՏՐԱՍՏՎԱԾ ԻԱՐԱԿԱՊԱՏ ԽՈՂՈՒԱԿՆԵՐԻ
ՄԱՍԼՈՒԱՆ ՀԱՐՑԻ ՄԱՍԻՆ

Ա մ փ ո փ ո Վ

Պիտարկված է կոմպոզիցիոն նյութից պատրաստված բարակապատ խողովակի մամլման մեթոդը, որը իրականացվում է պոլիմերացման ընթացքում:

Անթոդի էությունը կայանում է նրանում, որ խողովակի ստացման համար անհրաժեշտ կոմպոզիցիոն նյութի շերտի վրայից, որով պարուրված է ալյումինի միջնածողը, որոշակի հաստությունը փաթաթվում է պողպատե ժայպվենի Ջերմաստիճանի բարձրացման ժամանակ, որն անհրաժեշտ է խեղձի պոլիմերացման համար, ի հաշիվ ալյումինե միջնածողի և պողպատե ժայպվենի տարրեր ջերմային ընդարձակման, տեղի է ունենում կոմպոզիտի շերտի մամլումը: Տրված է մամլման ճնշման հաշվարկը և ինչպես նաև հետազոտված են այդ ճնշման կարգավորման հնարավորությունները:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. *Мартыросян М. М.* Получение прессованных тонкостенных труб из стеклопластика.— Промышленность Армении, 1971, 10, с. 56—57.
2. *Исаков Ю. А., Филиппенко А. А., Протасов В. Д.* Расчет контактных давлений при опрессовке калатом цилиндрической пластмассовой оболочки, подверженной действию нестационарного температурного поля.— Механика полимеров, 1977, №2, с. 220—225.

где $N_x, N_\varphi, M_x, M_\varphi$ — соответственно, усилия и моменты; N_T, M_T — усилия и моменты, возникающие от температуры:

$$N_T = \int_{-\delta/2}^{\delta/2} \alpha_T E(T, C) T(z) dz; \quad M_T = \int_{-\delta/2}^{\delta/2} \alpha_T E(T, C) T(z) z dz; \quad (2)$$

$T(z)$ — температурное поле оболочки; $E(T, C)$, α_T — соответственно, модуль упругости и коэффициент теплового расширения, которые при рассматриваемом интервале изменения температуры существенно зависят от T .

Модуль упругости может быть аппроксимирован формулой [4]:

$$E(T, C) = E_0 \exp(-\delta_0 T), \quad (3)$$

где E_0, δ_0 — постоянные, определяемые от экспериментов.

Коэффициент теплового расширения, следуя [5], можно представить:

$$\alpha_T = \alpha_0 + \alpha_1 T(z), \quad (4)$$

где α_0, α_1 — постоянные.

Следуя [4], можно получить выражения для перемещений, усилий и моментов. Не вникая в подробности вывода и учитывая громоздкость выражений, приведем значение только радиального перемещения w :

$$w = -\frac{1}{D_2} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\rho_n^3}{2b^2 \lambda_n^2} \left\{ \frac{1-\nu^2}{2b^2} \left(-(a_{2n} \Phi_2 + \beta \Phi_1) C_1 - (a_{1n} \Phi_2 + \beta \Phi_4) C_2 + \right. \right. \\ \left. \left. + (a_{2n} \Psi_2 + \beta \Psi_1) C_3 + (a_{2n} \Psi_3 + \beta \Psi_4) C_1 + (a_{1n} \Phi_1 - \beta \Phi_2) C_2 + \right. \right. \\ \left. \left. + (a_{1n} \Phi_3 - \beta \Phi_3) C_2 + (a_{2n} \Psi_2 - \beta \Psi_2) C_3 + (a_{1n} \Psi_4 - \beta \Psi_3) C_4 \right) + \right. \\ \left. + M_1^* - \nu M_2^* + \frac{2b^2}{R} M_{Tn} \right\} \sin \lambda_n x_1 + C_5 \sin \varphi;$$

где

$$M_1^* = -\frac{2b^2 \lambda_n^2}{\lambda_n^4 + 4b^4} R q_T + \frac{2b^2}{R} \left(\frac{2\nu 4b^4 - (1+\nu-2\nu^2)\lambda_n^4}{(\lambda_n^4 + 4b^4)(1-\nu^2)} + \frac{1}{1-\nu} \right) M_{Tn} + \\ + \left[-(1-\nu) \frac{\lambda_n^2}{2b^2} \left(1 - \frac{\lambda_n^4}{\lambda_n^4 + 4b^4} \right) - \frac{2b^2 \lambda_n^2}{\lambda_n^4 + 4b^4} \nu \right] N_{Tn}^* \\ M_{2n} = -\nu \frac{2b^2 \lambda_n^2}{\lambda_n^4 + 4b^4} R q_T + 2 \frac{2b^2}{R} \left(\frac{4b^4 - \nu \lambda_n^4}{(1-\nu^2)(\lambda_n^4 + 4b^4)} - \frac{1}{2(1+\nu)} \right) M_{Tn} + \\ + \frac{\lambda_n^2}{2b^2} \left[\frac{4b^4 + (1-\nu)\lambda_n^4}{\lambda_n^4 + 4b^4} - (1-\nu) \right] N_{Tn}^* \\ 2b^4 = \frac{R}{\left(\frac{D_2}{D_0(1-\nu^2)} \right)^{1/2}}; \quad \lambda_n = \frac{\pi n R}{l}; \quad \beta = \frac{b \lambda_n}{2};$$

$$\begin{aligned}
\Phi_1 &= \operatorname{ch} C_1 \varphi \cos d_1 \varphi; & \Phi_2 &= \operatorname{sh} C_1 \varphi \sin d_1 \varphi; \\
\Phi_3 &= \operatorname{ch} C_1 \varphi \sin d_1 \varphi; & \Phi_4 &= \operatorname{sh} C_1 \varphi \cos d_1 \varphi; \\
\Psi_1 &= \operatorname{ch} C_2 \varphi \cos d_2 \varphi; & \Psi_2 &= \operatorname{sh} C_2 \varphi \sin d_2 \varphi; \\
\Psi_3 &= \operatorname{ch} C_2 \varphi \sin d_2 \varphi; & \Psi_4 &= \operatorname{sh} C_2 \varphi \cos d_2 \varphi;
\end{aligned}$$

$$c_1 = \sqrt{\frac{b\lambda_n}{2}} \sqrt{\sqrt{(1+f)^2 + 1} + 1 + f};$$

$$c_2 = \sqrt{\frac{b\lambda_n}{2}} \sqrt{\sqrt{(1-f)^2 + 1} - 1 + f};$$

$$d_1 = \sqrt{\frac{b\lambda_n}{2}} \sqrt{\sqrt{(1+f)^2 + 1} - 1 - f};$$

$$d_2 = \sqrt{\frac{b\lambda_n}{2}} \sqrt{\sqrt{(1-f)^2 + 1} + 1 - f};$$

$$f = \frac{\lambda_n^2 - 1/2}{b\lambda_n}.$$

Неизвестные C_i , C'_i ($i = 1, 2, 3, 4$) определяем из граничных условий оболочки, которые могут быть записаны в виде:

$$\begin{aligned}
\varphi = 0; \quad w_l = \Delta b_l'; \quad M_{\varphi l} = M_{0l}' + M_{pl}; \quad N_{\varphi l} = N_l; \quad H_l = 0; \\
\varphi = \varphi_0; \quad w_{l-1} = \Delta b_{l-1}'; \quad M_{\varphi l-1} = M_{0l}' + M_{pl-1}; \quad N_{\varphi l} = N_{l-1}; \quad H_{l-1} = 0.
\end{aligned} \tag{6}$$

Здесь индекс каждой первой роликовой пары обозначен через $i-1$, а второй— i ; $\Delta b_l'$, $\Delta d_{l-1}'$ — неправильность выставки роликов, при $l=1$ верхней оболочки со стороны малого радиуса ($R = R - r$) и при $l=2$ нижней оболочки со стороны большого радиуса ($R = R + r$); N_l — усилия вытягивания слитка; M_{pl} — изгибающие моменты от усилий, действующих под роликами на слиток; $M_{0l}' = M_0 \frac{b\delta}{h^3}$ — изгибающие моменты, возникающие от веса слитка и неправильности выставки роликов в роликовых парах.

Оставшиеся неизвестные C_5 и C'_5 определяются из условия равенства перемещений, углов поворота оболочки и боковых граней в середине пролета по линии стыковки и имеют вид:

$$C_2 = - \frac{M_{0l}' (R\varphi_{0l})^2 D_2 b^4}{2EJ_1 (1 - \nu^2) R^2 \sin \varphi_0^2}; \tag{6}$$

$$C'_5 = \frac{4D_0 D^2}{1 + \nu} \left(R^2 \frac{(1 - \nu)^2}{4D_1 b^4} + \frac{1}{2D_0} \right) C_2.$$

Напряжения, возникающие в верхней и нижней частях непрерывного слитка, вычисляются по следующим формулам:

$$\begin{aligned} \sigma_x &= \frac{E(T, C)}{1 - \nu^2} \left[\frac{N_x}{D_0} + z \frac{M_x}{D_2} \right] + \\ &+ \frac{E(T, C)}{1 - \nu} \left[\frac{N_T}{D_0} + z \frac{M_T}{D_2} - z_T (T - T_0) \right]; \\ \sigma_z &= \frac{E(T, C)}{1 - \nu^2} \left[\frac{N_z}{D_0} + z \frac{M_z}{D_2} \right] + \\ &+ \frac{E(T, C)}{1 - \nu} \left[\frac{N_T}{D_0} + z \frac{M_T}{D_2} - z_T (T - T_0) \right]. \end{aligned} \quad (7)$$

Для значений $\sigma_i = \frac{\varphi_{0i}}{10} i$ напряжения рассчитываются с учетом нарастания корки слитка, т. е. для той же точки:

$$\begin{aligned} \sigma_x &= \frac{E(T, C)}{1 - \nu^2} \left[\frac{N_{xi+1} - N_{xi}}{D_{0i+1}} + z \frac{M_{xi+1} - M_{xi}}{D_{2i+1}} \right]; \\ \sigma_z &= \frac{E(T, C)}{1 - \nu^2} \left[\frac{N_{zi+1} - N_{zi}}{D_{0i+1}} + z \frac{M_{zi+1} - M_{zi}}{D_{2i+1}} \right]. \end{aligned} \quad (8)$$

Проведены вычисления для следующих значений основных параметров: $\alpha_0 = 0,115 \cdot 10^{-1} \text{ град}^{-1}$; $\alpha_z = 0,1 \cdot 10^{-1}$; $E = 0,7 \cdot 10^6 \text{ кг/см}^2$; $\beta_0 = 0,67 \cdot 10^{-3} \text{ град}^{-1}$; $R = 1000 \text{ см}$; $L = 200 \text{ см}$; $\Delta b_i = 0,1 \text{ см}$; $k = 0,275 \text{ см/сек}^{-1}$, $\nu = 0,45 \text{ м/мин}$, для двух скоростей разлива 1 м/мин и 0,5 м/мин, при той же интенсивности охлаждения слэба в этой зоне.

На рис. 2а и 3а приведены графики изменения напряжений и температуры по длине слэба для точек, находящихся в наиболее опасной, с точки зрения трещинообразования, области. Расположение этих точек на продольном сечении образца в начальный момент проведения расчетов показано на рис. 1. Эюры нормальных напряжений, действующих по всей толщине корки слэба в середине поперечного сечения в пролетах II и VII показаны на рис. 2б и 3б.

Как видно из приведенных графиков (рис. 2а, 3а), увеличение скорости разлива при постоянном теплообмене приводит к увеличению зоны, подверженной влиянию растягивающих напряжений в непосредственной близости двухфазного состояния расплава. При этом повышается и температура этой зоны ($\sim 20^\circ \text{C}$). Значительно растут растягивающие напряжения, действующие на поверхности корки слэба (рис. 2б, 3б), особенно на пролетах, удаленных от мениска жидкого металла. Прогибы корки слитка в межроликовых расстояниях растут

по мере удаления от мениска. Влияние роста толщины корки за счет кристаллизации жидкого металла на прогиб для рассмотренных вариантов незначительно. Однако, значительно увеличиваются прогибы (~ 1.5 раза) при увеличении скорости разливки.

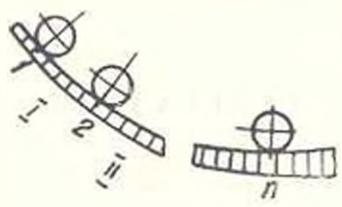


Рис. 1.

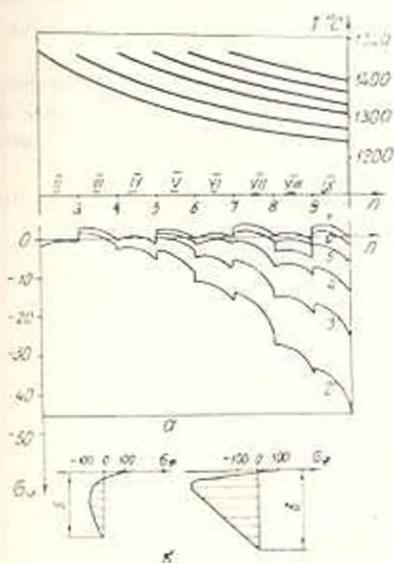


Рис. 2.

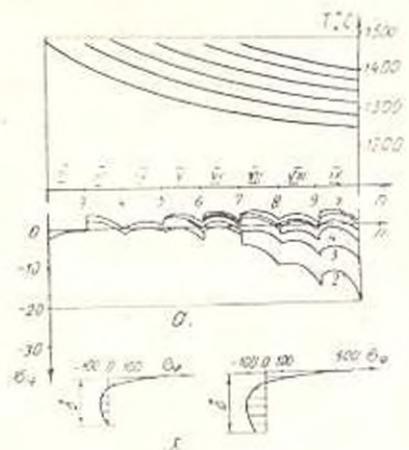


Рис. 3.

На основе проведенного анализа можно утверждать, что рост скорости разливки при неизменной интенсивности охлаждения сляба может привести к зарождению трещин вблизи зон двухфазного состояния расплава.

ԵրՊՈՒ մա Կ Մարկոս

10 VI 1983

Լ. Մ. ԹՈՐՈՍՅԱՆ, Գ. Ն. ԲԱՐՍԵՂՅԱՆ

ՊԵՏՐՅԱՆՍԿԻ ԳՈՐԷԼՄԱՏՈՐԻ ԿԵՂԵԿԻ ԼԱՐՎԱԾԱՅԻՆ ԵՎ
ԳԵՆՈՐԴԱՅԻՆ ՎԵՃԱՎՈՐ

Ա. մ. փ. ո. փ. ո. ս.

Որոշված է անընդհատ ձուլման սարքավորումների ևրկրորդային սառեցման գրաստմ պնդացող համաձուլվածքի կեղևի լարվածային և զեֆորմացիոն

վիճակը: Բացահայտված է մի շարք կոնստրուկտիվ և տեխնոլոգիական գործոնների ազդեցությունը:

Խնդիրը լուծելիս պնդացող համաձուլվածքը դիտարկվել է որպես հեղուկ մետաղով լցված ուղղանկյուն կտրվածքի տուփածն թաղանթ, որի պնդացման հաշվին թաղանթի պատերի հաստությունը ժամանակից կախված փոփոխվում է:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Бровман М. Я. и др. Разработка методики расчета усилий правки слитка на радиальной установке непрерывной разливки стали.— В со.: Труды ин-та Metallургии АН ГССР, Тбилиси, 1972, вып. 2, с. 117—125.
2. Miyazawa K., Schweedifeger K. Computation of bulging of continuous cast slabs wilst simple bending theory, Ironmaking and steelmaking, 1979, № 2, p. 68—82.
3. Сладковтеев В. Т. и др. Непрерывная разливка стали на радиальных установках.— М.: Металлургия, 1974.— 288 с.
4. Мурадян Л. М. и др. Определение допустимых условий напряженно-деформированного состояния непрерывного слитка с жидкой фазой при совместном учете конструктивных и технологических параметров машины непрерывного литья заготовок (МНЛЗ).— Ереван, 1978.— 94 с. (Отчет ЕРПИ).
5. Daniel S. S. Roll containment model for strand cast slabs and blooms. — Ironmaking and steelmaking, 1982, № 1, p. 16—24.

МАШИНОСТРОЕНИЕ

А. И. БОРИСЕНКО

ОПТИМИЗАЦИЯ УГЛОВ ДАВЛЕНИЯ В ПЛОСКИХ ШЕСТИ-
 ЗВЕННЫХ МЕХАНИЗМАХ ПУТЕМ РАЦИОНАЛЬНОЙ
 КОМПОНОВКИ СОСТАВЛЯЮЩИХ ЧЕТЫРЕХЗВЕННИКОВ

Угол давления в рычажных механизмах с жесткими звеньями зависит от геометрических размеров звеньев механизма, параметров элементов кинематических пар и трения в них, масс звеньев и геометрических распределений, входной скорости, а для комбинированных механизмов и от параметров компоновки составляющих механизмов.

В многочисленных работах по анализу и синтезу рычажных механизмов авторы ограничиваются рассмотрением «статических» углов давления, определяемых без учета внешних и инерционных сил, действующих на шатуны. Такое допущение значительно упрощает задачу, поскольку в этом случае экстремальные значения статических углов давления ψ_1^* и ψ_2^* (рис. 1) зависят только от размеров звеньев механизма, но вместе с тем оно оправдано лишь для тихоходных механизмов с немассивными звеньями.

В ряде работ [1—7], появившихся в последние годы, при решении задач кинематического синтеза четырехзвенных механизмов выполняется дополнительное условие, заключающееся в наименьшем отклонении статического угла давления от нуля. При выполнении этого условия полученный механизм обеспечивает равные по модулю экстремальные значения статического угла давления ($\psi_{1\max}^* - \psi_{1\min}^* = 0$). Это, в свою очередь, гарантирует равное и минимальное отклонение экстремальных значений статических углов передачи от 90° ($\psi_{1\min}^* + \psi_{1\max}^* = \pi$), следовательно, и благоприятные условия передачи сил за весь цикл. Задачи синтеза двух-, одно- и бескривошипных четырехзвенных механизмов с оптимальными углами давления и такой постановке решены соответственно, в [1, 3, 5, 6], [2, 4] и [7].

При синтезе многозвенных рычажных механизмов статические углы давления учтены на уровне анализа. Кроме размеров, на реальные углы давления в значительной степени влияют и другие параметры, перечисленные выше, а поэтому механизм с оптимальными значениями статических углов давления, заложенными в условия синтеза, может иметь неблагоприятные значения действительных углов давления, т. е. худшие характеристики передачи сил. Из этого следует, что

все указанные факторы должны быть в равной степени учтены при анализе и синтезе быстроходных и тяжелоагруженных механизмов с массивными звеньями, в которых инерционные силы могут быть соизмеримы с передаваемыми нагрузками, а для благоприятной передачи сил должны быть наложены ограничения на экстремальные значения действительных углов давления γ_1 и γ_2 (рис. 1), определяемых с учетом нагружения шатунов.

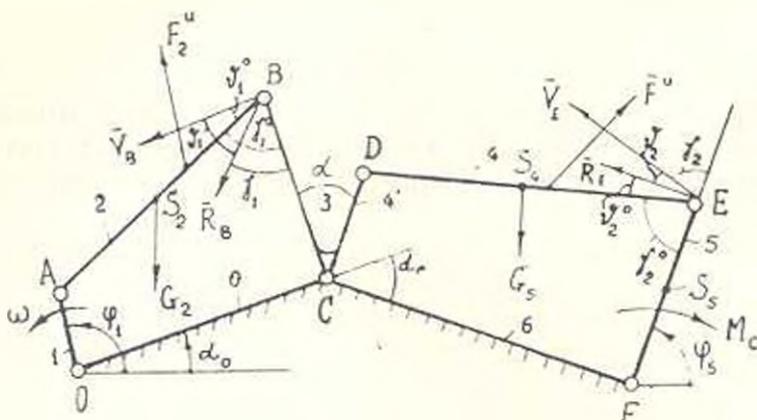


Рис. 1. Углы давления и передачи в шарнирном шестизвеннике.

Попытка учета трения в кинематических парах механизмов деталей аппаратов при анализе углов давления сделана в [7], а в [8] параметры геометрии масс звеньев определяются из условия равенства или близости к нулю углов давления во всех кинематических парах рычажного механизма или в любой их совокупности.

Как правило, многозвенные рычажные механизмы применяются для воспроизведения законов движения выходных звеньев, не обеспечиваемых простейшими четырехзвенниками, а определение размеров их звеньев подчиняется условию воспроизведения этих законов. Покажем, что не нарушая кинематики синтезированного шестизвенника, можно радикально воздействовать на силовые параметры и действительные углы давления за счет рационального выбора параметров компоновки.

Параметрами компоновки четырехзвенников, показанных на рис. 1, являются углы α и α_c между их общими звеньями. Если отсоединить общие звенья BC и CD четырехзвенников и после поворота второго четырехзвенника вокруг точки C на некоторый угол зафиксировать угол BCE , то значения углов α и α_c изменятся на величину угла поворота, а полученный механизм с кинематической точки зрения будет эквивалентным исходному. Изменение угла α_c между стойками четырехзвенников приводит к изменению взаимного расположения сил тяжести и инерции звеньев второго четырехзвенника, а также систем сил, действующих на четырехзвенники, что приводит к изменению сил взаимодействия звеньев. Следовательно, для комбинированных механизмов появляется свободный параметр α_c , не влияющий на движение звеньев

механизма и статические углы давления, но позволяющий воздействовать на действительные углы давления γ_1 и γ_2 механизма.

Составим целевую функцию

$$z(\alpha_c) = k_1 \gamma_{1 \max} + k_2 \gamma_{2 \max}, \quad (1)$$

где весовые коэффициенты k_1 и k_2 принимают значения 0 и 1 в зависимости от того, в каком сочетании производится оптимизация. Задача минимизации углов давления в нестизвенных механизмах сводится к определению величины α_c^* , обращающей в минимум (1), т. е. к задаче $z(\alpha_c^*) = \min_{\alpha_c} z(\alpha_c)$.

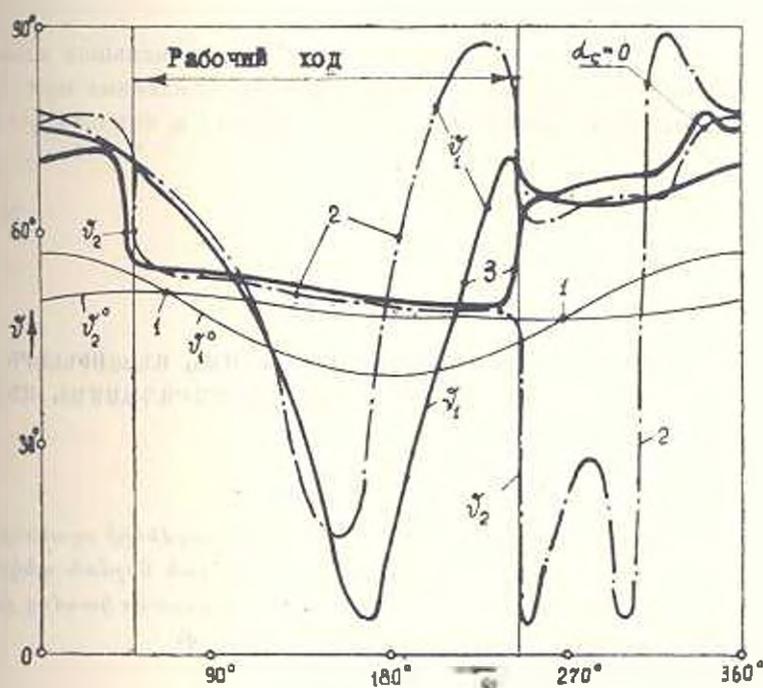


Рис. 2. Графики изменения углов давления до и после оптимизации.

По результатам оптимизации шестишарнирного механизма (рис. 1), параметры которого приведены в таблице, построены графики (рис. 2). Кривые, обозначенные цифрами, соответствуют изменению: 1 — статических углов давления γ_1^0 и γ_2^0 в составляющих четырехзвенника x ; 2 — действительных углов давления γ_1^a и γ_2^a до оптимизации ($\alpha_c = 0$); 3 — действительных углов давления после их одновременной оптимизации ($k_1 = k_2 = 1, \alpha_c^* = 1,75 \text{ рад}$). Из рис. 2 видно, что графики действительных (кривые 2) и статических (кривые 1) углов давления заметно отличаются, а максимальные значения $\max \gamma_1 = 1,55 \text{ рад}$ и $\max \gamma_2 = 1,57 \text{ рад}$ действительных углов давления в неоптимизированном механизме ($\alpha_c = 0$) близки к 90° . После оптимизации имеем значения: $\max \gamma_1 = 1,3 \text{ рад}$ и $\max \gamma_2 = 1,37 \text{ рад}$.

Параметр	Номер i звена шестизвенника						
	0	1	2	3,4	4	5	6
$l_i, \text{м}$	1	0,2	1,5	1,3;0,2	1,6	1,4	1
$10^{-3} G_i, \text{Н}$		0,02	0,15	0,13	0,2	0,14	
$J_{Si}, \text{кгм}^2$			28,7	18	34	23,3	
$\omega, \text{с}^{-1}$		10					
$M, \text{дНм}$						1000	

Отметим, что для рассмотренного примера наименьшие максимальные значения действительных углов давления, найденные при отдельной их минимизации, равны $\min \max \gamma_1 = 1,37 \text{ рад}$ и $\min \max \gamma_2 = 1,2 \text{ рад}$.

ЕрПН им. К. Маркса

21 VI 1983

Ա. Բ. ՌՈՐԻՍՅԱՆԻ

ՀԱՐԹ ՎԵՅՈՂԱԿ ԿԵՆՏՐԱԼԻԶԱՆՆԵՐՈՒՄԸ ԵՆՆՈՒՆ ԱՆԿՅՈՒՆՆԵՐԻ ՈՊՏԻՄԻԶԱՑՈՒՄԸ ՔԱՌՈՂԱԿՆԵՐԻ ՌԱՅԻՈՆԱԿ ՀԱՐՄԱՐԱԳԱՍՈՒՄԻՆ ԿՐՁՈՅՈՎ

Ա. մ փ և փ ու ի

Առաջարկվում է հարթ վեցողակ լծակային մեխանիզմների օղակների կշիռների և իներցիոն ուժերի հաշվառմամբ որոշված իրական ճեղման անկյունների ստավիզագույն արժեքների մինիմիզացման մեթոդ՝ վեցողակը կազմող քառօղակ մեխանիզմների ուղիղաձև հարմարագաման միջոցով:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Странинскас С. С. К синтезу оптимального двухкривошипного механизма с коэффициентом изменения средней скорости ведомого звена, отличным от единицы.— В кн.: Науч. тр. высш. заведения Лит. ССР, Вибротехника, Каунас, 1972, № 4 (17), с. 317—322.
2. Фокин В. О. Синтез коромыслов- и кривошипно-болтунного механизмов с учетом угла давления.— В сб.: Научн. тр. Пермского политех. ин-та, 1975, № 162, с. 119—123.
3. Мошако Н. Т., Колесниченко М. В. Алгоритм синтеза и анализа двухкривошипных механизмов.— В кн.: Теория механизмов и машин. Вып. 25. Харьков: Вища школа, 1978, с. 3—6.
4. Gupta K. C. Design of Four-Bar Function Generators With Mini-Max Transmission Angle.— Trans. ASME, 1976, 76-DET-8, p. 1—6.
5. Reinsberg K., Modler K. Übertragungsgünstige Doppelkurbeln für extremal Winkelzuordnungen.— Maschinenbautechnik, 1978, 27 № 3, S. 122—126.

6. *Reinsberg K.* Ermittlung von Übertragungsgünstigen Doppelkurbeln — *Maschinenbautechnik*, 1977, 26, № 6, S. 253—258.
7. *Шебинов В. Т.* Проектирование двухкоромысловых механизмов с учетом трения.— В кн.: Исследование и синтез механизмов летательных аппаратов. М., 1980, с. 31—38.
8. *Доронин В. И.* Динамический синтез рычажных механизмов с минимальными углами давления и кинематическими парами.— В кн.: II Всес. съезд по ТММ, Одесса, 11—18 сент., 1982 г. Тез. докл., ч. I. Киев, 1982, с. 116.

МАШИНОСТРОЕНИЕ

А. К. ГЕВОРКЯН

ВЛИЯНИЕ СЛУЧАЙНЫХ ФАКТОРОВ НА ВЕЛИЧИНУ
 КОЭФФИЦИЕНТА ВАРИАЦИИ ПРЕДЕЛА ВЫНОСЛИВОСТИ
 ЗУБА ЗУБЧАТОГО КОЛЕСА

Переход на вероятностные расчеты вместо существующих расчетов с помощью коэффициентов безопасности требует знания коэффициентов вариации пределов выносливости деталей.

Воспроизведение влияния всех случайных технологических факторов на сопротивление усталости зубчатых колес, имеющих место в эксплуатации, в условиях стендовых испытаний практически неосуществимо. Поэтому рассмотрим влияние наиболее существенных факторов, которые приводят к увеличению рассеивания сопротивления усталости по изгибу зуба зубчатого колеса.

Ниже, в развитие работ [1, 2], по результатам экспериментальных исследований уточнено влияние на величину коэффициента вариации предела выносливости зуба зубчатого колеса ν_{σ} , рассеивания радиуса выкружки, твердости и шероховатости, а также получены выражения, позволяющие оценить эти факторы.

При нарезании зубьев зубчатых колес методом обкатки наблюдаются значительные колебания радиуса выкружки в опасном сечении, шероховатости контура выкружки, твердости не только у разных колес, но и у разных зубьев одного и того же колеса. При увеличении в 10 раз контуров выкружки зубьев зубчатых колес определена величина радиуса выкружки ρ , а в 50 раз — шероховатости контура выкружки R_z по ГОСТ 2789-77. Твердость зубьев HV измерена на приборе ТШ-2М.

На рис. 1 приведены гистограммы HV и R_z , которые построены по результатам измерений 140 шт. зубчатых колес из термоупрочненной стали 40X с $z = 28$ и $m = 3$ мм, выбранных в качестве объекта испытаний и нарезанных червячной фрезой с исходным контуром по ГОСТ 16531-70 (степень точности колес не ниже 8-7-7-С).

Расчетное действительное изгибающее напряжение зубьев определяют по формуле [3]:

$$\sigma_f = \frac{q \cdot Y_{fM} \cdot K_T}{m} \quad (1)$$

где q — удельная расчетная окружная сила; Y_{Fa} — коэффициент формы зубьев по номинальным напряжениям; K_T — теоретический коэффициент концентрации напряжения; m — модуль зубчатого колеса.

Случайные колебания радиусов выкружки зубьев зубчатого колеса приводят к значительному разбросу K_T , т. к. между ними существует зависимость [4]:

$$K_T = 1 + 0,272 \sqrt[3]{\left(\frac{S}{\rho}\right)^2}, \quad (2)$$

где S — толщина зуба в зоне максимального напряжения.

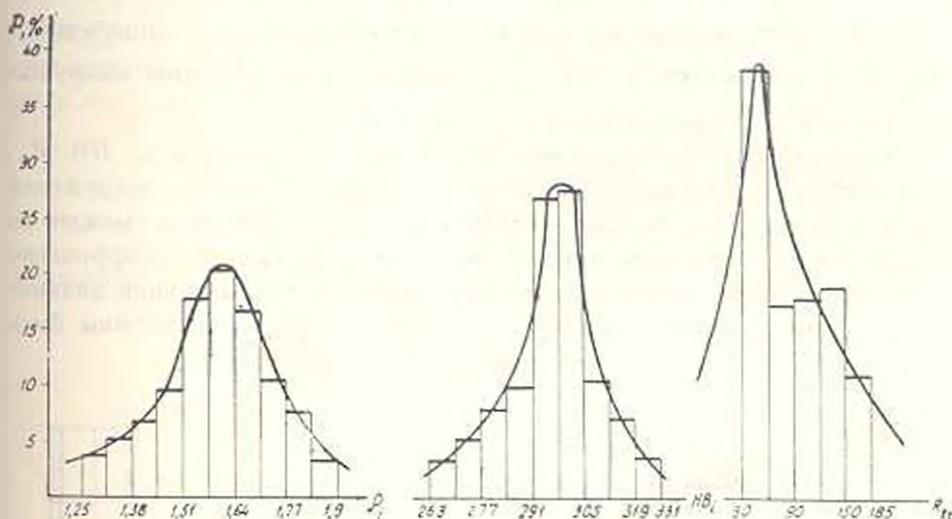


Рис. 1.

Согласно ГОСТ 21354-75, сопротивление усталости зубчатых колес можно определить

$$\sigma_{\text{уст}} = 1,8 HB, \quad (3)$$

В расчетах зубчатых колес на сопротивление усталости в [5] рекомендуют учитывать влияние шероховатости поверхности выкружки зуба коэффициентом β . Значение β , равные отношению допускаемым напряжений зуба с заданной шероховатостью и с шероховатостью поверхности выкружки $\sqrt[3]{\frac{R_{z, \text{доп}}}{R_z}}$ приведены в табл. 1.

Таблица 1

Шероховатость поверхности контура выкружки по ГОСТ 2189-77	R_z 160	R_z 80	R_z 40 ∇	R_z 20 ∇	2,5 ∇
Коэффициент β	0,76	0,82	0,88	0,94	1

Для проведения экспериментов зубьев зубчатых колес по сопротивлению усталости на изгиб, при исследовании влияния вышеуказанных факторов целесообразно применять метод математического планирования. Но применение этого метода наиболее эффективно в том случае, когда неизвестна функция отклика [6].

Эту функцию, учитывая случайные факторы, можно представить в виде уравнения наклонной ветви кривой усталости:

$$(\sigma \cdot K_\sigma \cdot K_{H\sigma} \cdot K_\beta)^m \cdot N = \text{const}, \quad (4)$$

где $K_\sigma = \frac{K_{T1}}{K_T}$; $K_{H\sigma} = \frac{HB_1}{HB}$; $K_\beta = \frac{\beta_1}{\beta}$ — коэффициенты, соответственно, учитывающие рассеивания значения радиусов выкружки ρ_1 , твердости поверхностей HB_1 и шероховатостей контуров выкружки R_{z1} от своих средних значений $\bar{\rho}$, \overline{HB} и $\overline{R_z}$.

Варьируемые при экспериментах входные параметры ρ_1 , HB_1 , R_{z1} , являющиеся случайными факторами, на каждом уровне нагружения должны быть однозначными. Изменяя один из параметров, можно по рассеиваниям значениям циклов нагружения определить коэффициент вариации ограниченного предела выносливости, учитывающий влияние только этого фактора. При этом остальные параметры должны быть постоянными и иметь среднее значение своих разбросов.

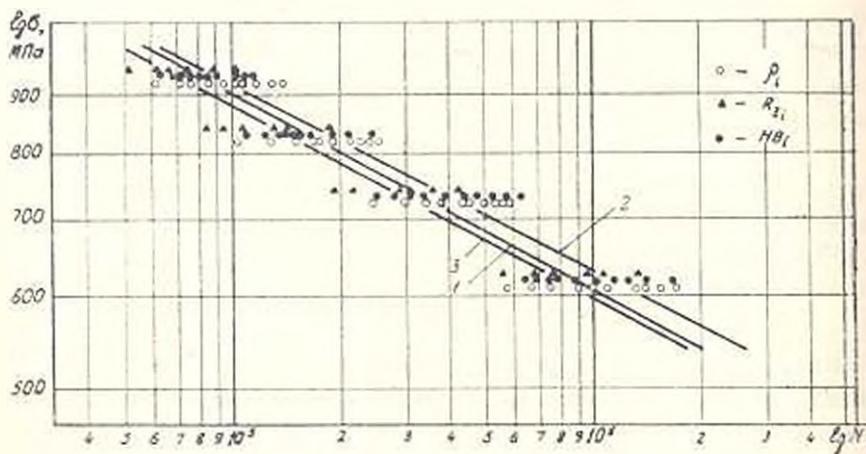


Рис. 2.

Испытания на сопротивление усталости зубьев зубчатых колес проводили на четырех уровнях нагружения (рис. 2). На каждом уровне испытывали по n зубьев, имеющих переменные значения параметров

$$\rho_{1-1}, \dots, \rho_{1-n}; \quad HB_{1-1}, \dots, HB_{1-n}; \quad R_{z1-1}, \dots, R_{z1-n}.$$

Обработывая результаты усталостных испытаний на основе линейного регрессионного анализа, получены уравнения кривой усталости.

соответствующие 50% вероятности безотказной работы при вариации значений радиуса выкружки r (рис. 2, кривая 1):

$$\lg N = -6,157 \lg r + 23,19; \quad (5)$$

твердости HB (рис. 2, кривая 2):

$$\lg N = -6,419 \lg r + 23,95; \quad (6)$$

и шероховатости контура выкружки (рис. 2, кривая 3):

$$\lg N = -6,298 \lg r + 23,54. \quad (7)$$

Вычислим значения K_{Ti} , соответствующие r_i (рис. 1) для зубьев с параметрами $z = 28$; $m = 3$ мм; $r = 1,56$ мм; $S = 6,7$. Затем по значениям чисел циклов до разрушения N_i , которые выдерживают зубья при напряжении σ , с учетом уравнения (5) определим величину предела выносливости зубьев σ_i , при определенном числе циклов N :

$$\sigma_i = \frac{K_{Ti}}{K_T} \sigma \left(\frac{N_i}{N} \right)^{1/m_2}, \quad (8)$$

аналогичным образом получены зависимости для β_i и HB_i :

$$\sigma_i = \frac{\sigma_{\beta_i}}{\sigma_{\beta}} \sigma \left(\frac{N_i}{N} \right)^{1/m_{\beta}}; \quad (9)$$

$$\sigma_i = \frac{HB_i}{HB} \sigma \left(\frac{N_i}{N} \right)^{1/m_{HB}}. \quad (10)$$

где m_2 , m_{β} и m_{HB} соответствуют показателям кривых усталости (5)–(7).

На рис. 3 представлены значения σ_i , рассчитанные согласно (8)–(10) (линии 1, 2, 3 соответствуют r_i , β_i и HB_i) для четвертого уровня нагружения ($\sigma = 614$ МПа), представляющего интерес для расчетной практики. Там же нанесены экспериментальные точки, соответствующие разрушающим напряжениям σ_i при разных значениях r_i , β_i и HB_i , которые свидетельствуют об их удовлетворительном совпадении с расчетными значениями σ_i . Аналогичная картина наблюдается и для I–III уровней нагружения.

Из рис. 3 следует, что связь между σ_i и r_i , β_i , HB_i линейная, а это позволяет для оценки коэффициентов вариации воспользоваться зависимостями:

$$\begin{cases} \gamma_{\sigma_0} = a_1 \gamma_r; \\ \gamma_{\sigma_0} = a_2 \gamma_{\beta}; \\ \gamma_{\sigma_0} = a_3 \gamma_{HB}. \end{cases} \quad (11)$$

где γ_{ρ} , γ_{β} , γ_{HB} — коэффициенты вариации пределов выносливости при действии указанных факторов; γ_{ρ} , γ_{β} , γ_{HB} — коэффициенты вариации ρ , β и HB .

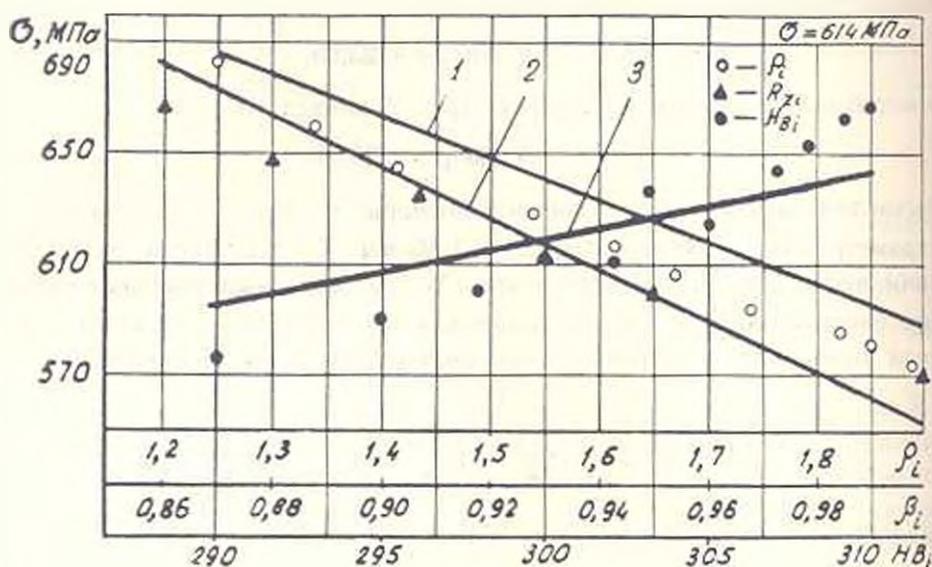


Рис. 3.

Результаты коэффициентов α_1 , α_2 , α_3 для четырех уровней нагружения сведены в табл. 2.

Таблица 2

Уровень напряжения σ , МПа	912	825	718	614
α_1	0,333	0,352	0,391	0,471
α_2	0,781	0,888	0,935	0,953
α_3	0,844	0,861	0,927	0,97

Таким образом, по средним значениям получим:

$$\alpha_1 \approx 0,387 \alpha_2$$

$$\alpha_2 = 0,889 \alpha_3 \quad (12)$$

$$\alpha_3 \approx 0,901 \alpha_{HB}$$

Полученный результат $\alpha_1 = 0,387$ близок аналогичному значению, рекомендуемому В. П. Когаевым [7] и равному 0,3–0,4.

Проведенные исследования позволяют по результатам измерения вышеуказанных параметров расчетным путем (12) оценить коэффициенты вариации пределов выносливости зубьев зубчатых колес, учитывая

Ա. Կ. ԳԵՂՈՐԳՅԱՆ

ՊԱՏԱՀԱԿԱՆ ԳՈՐԾՈՆՆԵՐԻ ԱՇԽԱՏՈՒԹՅՈՒՆԸ ԱՏԱՄԵՆԱԿԻ ԱՏԱՄԻ
ԳԻՐԱՑԿՎՈՆՈՒԹՅԱՆ ՍԱՀՄԱՆԻ ՓՈՓՈԽՆԵԿՄԱՆ ԳՈՐԾԱԿՑԻ ԱՐԺԵՔԻ ՎՐԱ

Ա. Վ. Փ. Ն. Փ. Ն. Վ.

Ելնելով փորձի արդյունքներից՝ ճշտված է առամի հիմքի կորուստի շարժման, կարծրության և միկրոանհարթության արժեքների ցրման ազդեցությունը առամանիվների առամի ծոման դիմացկունության սահմանի փոփոխման գործակցի վրա, որի որոշման համար ստացված են համապատասխան արտահայտություններ:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Решетов Д. Н., Финдеев В. З. Вероятностная оценка изгибной прочности зубчатых колес.— Машинное, 1972, № 2, с. 54—63.
2. Геворкян А. К. Оценка параметров распределения предела изгибной выносливости зубьев зубчатых колес.— Изв. АН АрмССР (сер. ТН), 1981, т. XXXIV, № 5, с. 3—10.
3. Решетов Д. Н. Детали машин.— М.: Машиностроение, 1971.— 656 с.
4. Устищенко В. Л. Напряженное состояние зубьев цилиндрических прямозубых колес.— М.: Машиностроение, 1972.— 92 с.
5. Кудряцев В. Н., Держачев Ю. А., Глухарев Е. Г. Конструкция и расчет зубчатых редукторов.— М.—Л.: Машиностроение, 1971.— 328 с.
6. Адлер Ю. П. Предпланирование эксперимента.— М.: Знание, 1978.— 72 с.
7. Когаев В. П. Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени.— М.: Машиностроение, 1977.— 232 с.

СТРОИТЕЛЬНЫЕ КОНСТРУКЦИИ

Ա. Օ. ՏԱԿՅԱՆ, ՅՈՒ. Խ. ԴԱՅԱՐՅԱՆ, Բ. Ա. ԿՈՏԻԿՅԱՆ

ОСОБЕННОСТИ ОБРАЗОВАНИЯ И РАСКРЫТИЯ ТРЕЩИН
В МОНОЛИТНЫХ ЖЕЛЕЗОБЕТОННЫХ ЯДРАХ ЖЕСТКОСТИ
С ПРОЕМАМИ ПРИ ДЕЙСТВИИ ГОРИЗОНТАЛЬНЫХ
НАГРУЗОК

В индустриальном строительстве многоэтажных каркасных зданий преимущественное применение получают железобетонные ядра жесткости с проемами. Расчет таких сложных пространственных конструкции с учетом трещинообразования представляет большой практический и теоретический интерес.

Настоящая работа посвящена исследованию трещинообразования вышеуказанных конструкций на примере железобетонных ядер жесткости 16-этажных зданий. Экспериментальными исследованиями предусматривалось изучение на крупномасштабных железобетонных моделях влияние ориентации проемов по отношению к силовой плоскости внешней горизонтальной нагрузки (рис. 1) на трещинообразование исследуемых конструкций. Программой работ предусматривались также сравнительные испытания моделей кольцевого сечения без проемов.

Модель ядра жесткости состоит из ствола с регулярно расчлененными по высоте проемами и фундамента, а ствол представляет собой тонкостенную полую конструкцию постоянного замкнутого поперечного сечения. Толщина стенки эталонных моделей кольцевого сечения без проемов и диаметру срединной поверхности ствола кольцевого сечения назначались из условия сохранения одинаковых площадей и моментов инерций сечений моделей с проемами и без них. Размеры фундамента модели определяли из условия обеспечения в него жесткой заделки ствола.

Модели были выполнены с учетом геометрического подобия (в масштабе 1/10 [1, 2]) и сохранения материалов оригинала (бетон тяжелый М250, арматура из стали класса А-III). Соотношение жесткостей простенков и перемычек оригинала, характеризуемое при изгибе ствола безразмерным параметром β , удовлетворяет условию $\beta \geq 14$ [1].

Модели железобетонного ядра жесткости были испытаны в трех направлениях действия внешней поперечной нагрузки: перпендикулярно плоскости проемов, которые оказываются в наиболее сжатой ($\varphi = 0^\circ$) и растянутой ($\varphi = 180^\circ$) зонах ствола; параллельно плоскости тех же

проемом ($\varphi = 90^\circ$). Поперечная нагрузка принималась изменяющейся по высоте модели по треугольному закону, которая в опытах с помощью системы полиспастов заменена эквивалентными ей сосредоточенными силами (рис. 1).

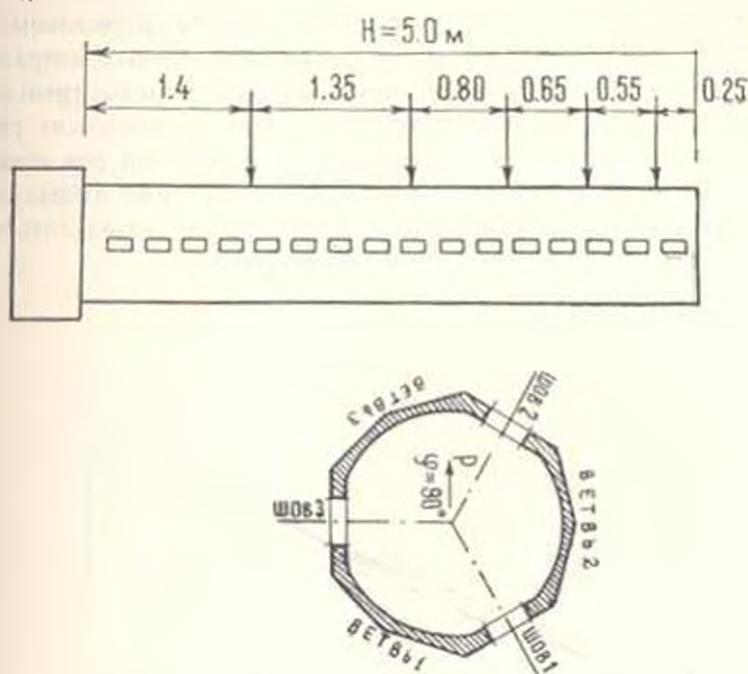


Рис. 1. Схема нагружения железобетонных моделей.

На первом этапе модели нагружали ступенями, равными $0.05 q_{p,cr}$ ($q_{p,cr}$ — ожидаемая разрушающая нагрузка), а на втором — (после трещинообразования) — $0.1 q_{p,cr}$ и доводились до разрушения.

На рис. 2 приведены зависимости ширины раскрытия трещин, нормальных к продольной оси ствола моделей, от растягивающих деформаций крайнего растянутого арматурного стержня в сечении, которые получены в результате статистической обработки экспериментальных данных и представлены в виде линейных корреляционных уравнений:

$$a_{кр}^{норм} = a + b \varepsilon_a, \quad (1)$$

где значения параметров a и b представлены в табл.

Таблица

Номер модели	Направление испытания α , град	a , мм	b , мм
1-1к	0	0,01	100
1-3к	90	0,01	50
1-2к	180	-0,01	80
Без проемов		-0,03	100

На рис. 2 для сопоставления приведена зависимость $a_T - \varepsilon_a$, полученная согласно СНиП П-21-75 [3]. Как видно, линии $a_T - \varepsilon_a$, полученные для моделей, испытанных при различных направлениях действия внешней поперечной нагрузки, достаточно близко сходятся друг с другом. При этом среднее значение ширины трещин нормальных к продольной оси ствола моделей, испытанных в различных направлениях, мало отличаются от соответствующих величин ширины трещин моделей кольцевого сечения. Следовательно, при практических расчетах ширина раскрытия трещин, нормальных к продольной оси ствола железобетонных ядер жесткости с проемами, независимо от направления действия внешней горизонтальной нагрузки, можно определить по формуле:

$$a_T = -0,01 + 90 \varepsilon_a \quad (2)$$

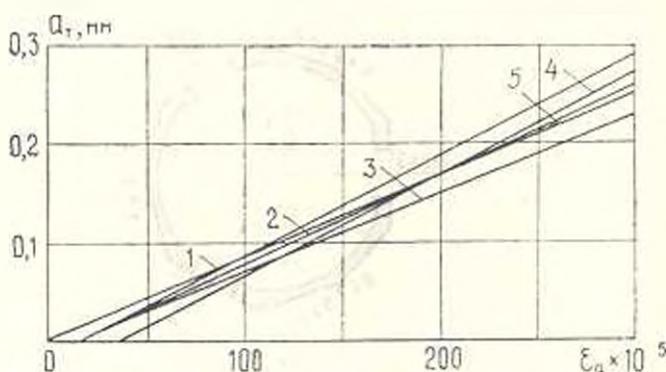


Рис. 2. Зависимость ширины трещин, нормальных к продольной оси ствола моделей от растягивающих деформаций: 1 — $\varphi = 0^\circ$; 2 — $\varphi = 90^\circ$; 3 — $\varphi = 180^\circ$; 4 — кольцо без проемов; 5 — согласно СНиП П-21-75.

Ширина раскрытия трещин, нормальных к продольной оси ствола для образцов кольцевого сечения с процентом армирования $\rho_a = (0,8 - 1,6)\%$ практически совпадает с результатами расчета, выполненного в соответствии с СНиП П-21-75. Аналогичное уравнение, полученное в [4] для изгибаемых и внецентренно сжатых образцов кольцевого сечения, армированных стержнями $d = 12-15-K-T$ и $\rho_a = (1,2 - 4)\%$, имеет вид:

$$a_T = -0,0481 + 98,5 \varepsilon_a \quad (3)$$

Там же отмечается, что для исследованных железобетонных конструкций при малых процентах армирования $\rho_a = (1,2 - 1,5)\%$ средняя ширина раскрытия трещин, рассчитанная по уравнению (3), меньше расчетной, вычисленной согласно СНиП П-21-75, в среднем, на 15%. В нашем случае это расхождение не превышает 5—10%.

Можно заключить, что расчет ширины раскрытия трещин, нормальных к продольной оси ствола железобетонных ядер жесткости с проемами, для которых безразмерный параметр равен $\beta \geq 14$, можно произ-

вести согласно СНиП 11-21-75, рассматривая их как конструкцию с эквивалентным кольцевым сечением.

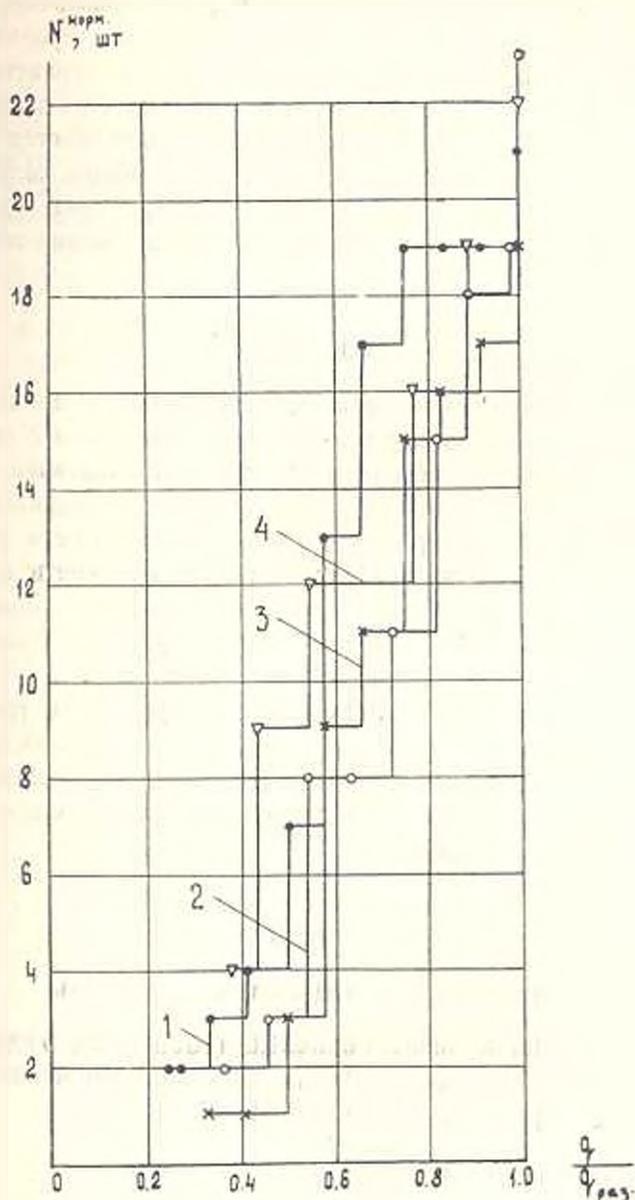


Рис. 3. Зависимость числа горизонтальных трещин в стволе от уровня нагружения: 1 — $\varphi = 0^\circ$; 2 — $\varphi = 180^\circ$; 3 — $\gamma = 90^\circ$; 4 — кольцо без проемов.

Экспериментальные данные свидетельствуют, что при уровнях нагружения, не превышающих расчетную $\varepsilon_a \leq 200 \cdot 10^{-3}$, раскрытие косых трещин в углах проемов (с шириной не более 0,2 мм), практически мало влияет на напряженное состояние простенков ствола, в том числе и на ширину раскрытия в них горизонтальных трещин.

Определенный интерес представляет исследование зависимости общего числа образовавшихся в стволе трещин, нормальных к его продольной оси, а также косых трещин в углах проемов от уровня нагружения (рис. 3). Приведенные на рис. 3 данные показывают, что зависимости $N_{\text{норм}} = q/q_{\text{рап}}$ для моделей ядра жесткости с проемами, испытанных в разных направлениях, имеют идентичный характер. (Аналогичные зависимости получены и для косых трещин.) При этом зона трещин в стволе моделей по мере их нагружения увеличивается и в стадии разрушения охватывает до 0,7 высоты ствола, а общее количество косых и нормальных трещин в этой стадии у всех трех моделей с проемами, а также у модели эквивалентного кольцевого сечения имеют близкие значения.

Выводы

1. Характер образования трещин, нормальных к продольной оси ствола, в исследуемых железобетонных ядрах жесткости с проемами и эквивалентным кольцевым сечением без проемов идентичен, а ширина раскрытия трещин в этих конструкциях практически одинакова.

2. Расчет ширины раскрытия трещин, нормальных к продольной оси ствола, исследуемых железобетонных ядер жесткости с проемами $\beta \geq 14$ при действии расчетной сейсмической нагрузки, можно произвести согласно СНиП II-21-75, рассматривая их как конструкцию с эквивалентным кольцевым сечением.

3. В стадии разрушения конструкций общее число трещин, нормальных к продольной оси ствола, и косых трещин в углах проемов не зависит от направления действия внешней поперечной нагрузки. При этом число трещин, нормальных к продольной оси ствола с проемами и без них, практически одинаково.

ВГЭКТН

20. VIII. 1982

Ա. Հ. ՍԱՀԱԿՅԱՆ, Յ. Խ. ՂԱԶԱՐՅԱՆ, Ռ. Ա. ԿՈՏԻԿՅԱՆ

ՄԻԱԶՈՒՅՅ ՈՐՄԱՆՑՔԵՐՈՎ ԵՐԿԱԹՐԵՏՈՆՅԱՆ ԿՈՇՏՈՒԹՅԱՆ ՄԻՋՈՒԿՆԵՐՈՒՄ
ՃԱՔԵՐԻ ԱՌԱՋԱՅՄԱՆ ԵՎ ԲԱՅՄԱՆ ԱՌԱՆՁՆԱՋԱՏԿՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐԸ
ՀՈՐԻԶՈՆԱԿԱՆ ՈՒԺԵՐԻ ԱԶԴԵՑՈՒԹՅԱՆ ՏԱԿ

Ա մ փ ո փ ո ս մ

Հետազոտությունները ցույց են տվել, որ որմնանցքներով երկաթբետոնյա կոշտության միջուկների ճաքերի բացվածքների լայնության հաշվարկները կարելի է կատարել ըստ СНиП II-21-75-ի, դիտարկելով դրանք առանց որմնանցքներով էկվիվալենտ շրջանային կտրվածքով կոնստրուկցիաների

Չնայած երկաթբետոնյա կոշտության միջուկների փողերի վրա առաջացած ճաքերի տարբեր օրինաչափություններին, կոնստրուկցիաների քայքայման էտապում ուղղահայաց և որմնանցքերի մոտ առաջացած թեք ճաքերի ընդհա-

ևոր թիվը կախված չէ արտաքին լայնական ուժի ուղղությունից, ընդ որում ուղղահայաց ճաքերի թիվը որմնանցքերով և առանց որմնանցքերի կոշտության միջուկների բների վրա գործնականորեն նույնն են:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Саакян А. О., Саакян Р. О., Шахназарян С. X. Возведение зданий и сооружений методом подъема.— М.: Стройиздат, 1982.— 552 с.
2. Саакян А. О., Котикян Р. А. Ползучесть железобетонных моделей ядер жесткости многоэтажных зданий при действии горизонтальных нагрузок.— Изв. АН АрмССР, Механика, 1982, № 4, с. 53—62.
3. СНиП П-21-75. Бетонные и железобетонные конструкции.— М.: Стройиздат, 1976.— 56 с.
4. Баташев В. М. Прочность, трещиностойкость и деформации железобетонных элементов с многоядным армированием.— Киев: Будивельник, 1978.— 120 с.

СТРОИТЕЛЬНЫЕ КОНСТРУКЦИИ

В. А. СМИРНОВ, К. Б. ЩЕРВИНА

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЧАСТОТ И ФОРМ КОЛЕБАНИЙ ПРЯМОУГОЛЬНЫХ ПЛАСТИНОК МЕТОДОМ ГОЛОГРАФИЧЕСКОЙ ИНТЕРФЕРОМЕТРИИ

Проблеме колебаний пластинок посвящено большое количество работ, однако, для решения ряда конкретных задач, связанных, например, с расчетами частот высших порядков и форм собственных колебаний пластинок сложного очертания со сложными условиями опирания по контуру, современные аналитические методы не дают достаточно точных и достоверных результатов. Поэтому наряду с теоретическими исследованиями целесообразно широко применять современные экспериментальные методы изучения проблемы колебаний [1].

В настоящее время наиболее перспективным является метод голографической интерферометрии, который с высокой информативностью, точностью и наглядностью позволяет регистрировать частоты и формы собственных колебаний, при этом автоматически учитывается влияние всех жесткостных характеристик и факторов внутреннего трения, т. е. исследуемая модель может быть изготовлена из того же материала, что и реальный объект. Геометрия модели и условия опирания по контуру также могут с большой точностью имитировать соответствующие параметры реального объекта.

В настоящей работе в качестве объекта исследования выбрана квадратная пластинка со стороной 100 мм и толщиной 1,06 мм, изготовленная из алюминиевого сплава с модулем упругости $E = 70000$ МПа и коэффициентом Пуассона $\mu = 0,3$.

Условия опирания выполнены в двух вариантах. По первому варианту пластинка жестко закреплена по двум прогибоподложным сторонам и свободна по двум другим. Во втором случае пластинка с теми же условиями опирания имеет дополнительную жесткую точечную опору, расположенную в середине левой свободной кромки.

При проведении эксперимента пластинку раскачивали электромагнитом, на который подавали переменный ток, частоту которого плавно изменяли в широких пределах [2, 3]. Для этого к ней в зоне электромагнита была жестко закреплена шайба, изготовленная из намагниченной стали, массой 2 г и диаметром 4 мм. Зазор между сердечником электромагнита и шайбой составлял 0,2 мм, что позволяло пластинке

совершать колебания с достаточной для регистрации амплитудой. Эксперимент проводился при двух схемах расположения стальной шайбы и электромагнита: в центре пластинки и середине правой свободной кромки.

Голограмму вибрирующего объекта записывали при частотах колебаний пластинки в момент ее прохождения через резонанс. Восстановленная в рассеянном луче лазера голограмма поверхности вибрирующей пластинки оказывалась покрытой системой светлых и темных интерференционных полос, характеризующих деформации объекта при его колебаниях. Наиболее яркими выглядят полосы в той части поверхности пластинки, которая соответствует так называемым узловым линиям. Картина этих ярких полос и характеризует форму колебаний исследуемого объекта.

Голографические интерферограммы колеблющихся пластинок были записаны на различных частотах с образованием разных форм колебаний.

На рис. 1 и 2 показаны фотографии некоторых из зарегистрированных форм резонансных колебаний, исследуемой пластинки.

Проведен некоторый анализ движения массы, присоединенной к левой свободной кромке из сопоставления изображенных форм колебаний, показанных в двух колонках рис. 1. На рис. 1а, г, ж, к показаны формы колебаний без дополнительной массы, а на рис. 1б, д, з, л—формы колебаний пластинки с присоединенными массами. На первой форме дополнительная масса изменяет характер деформации пластинки при колебаниях. На рис. 1а интерференционные полосы расположены горизонтально и пластинка деформируется по цилиндрической поверхности. На рис. 1б полосы искривлены и пластинка колеблется с изгибом в двух направлениях. Аналогичная картина наблюдается с присоединением массы в середине правой кромки (рис. 1в). При колебаниях на более высоких частотах масса оказывает демпфирующее влияние и узловые линии сдвигаются влево (рис. 1д, з), а частоты уменьшаются на 12–13%.

На рисунках 1к, л, м показаны формы колебаний пластинки без массы (к), с дополнительной массой (л) и имеющей дополнительную опору (м). В этом случае формы и частоты колебаний практически совпадают. Это объясняется тем, что и масса и дополнительная опора расположены вблизи нулевой линии.

На рисунках 2ж, з, и показаны формы колебания пластинки на частотах 2745, 3685 и 4565 Гц с массой 2 г, присоединенной к середине правой кромки.

Отметим, что на частоте 2745 Гц пластинка с присоединенной массой колеблется по форме, резко отличающейся от формы колебаний пластинки без присоединенной массы (рис. 2д, ж).

На рис. 2к, л, м показаны формы колебаний пластинки соответственно на частотах 2490, 2935 и 4520 Гц, имеющей дополнительную опору.

Аналитически вычислить высшие формы колебаний пластинки с достаточной точностью сложно. Если решать задачу вариационными методами, то формы колебаний получаются с регулярно расположенными узловыми линиями, параллельными сторонам прямоугольной пластинки. При численных методах решения подобной задачи для получения высших форм колебаний необходимо находить собственные векторы матриц высоких порядков, что связано с большим объемом вычислений и потерей точности решения.

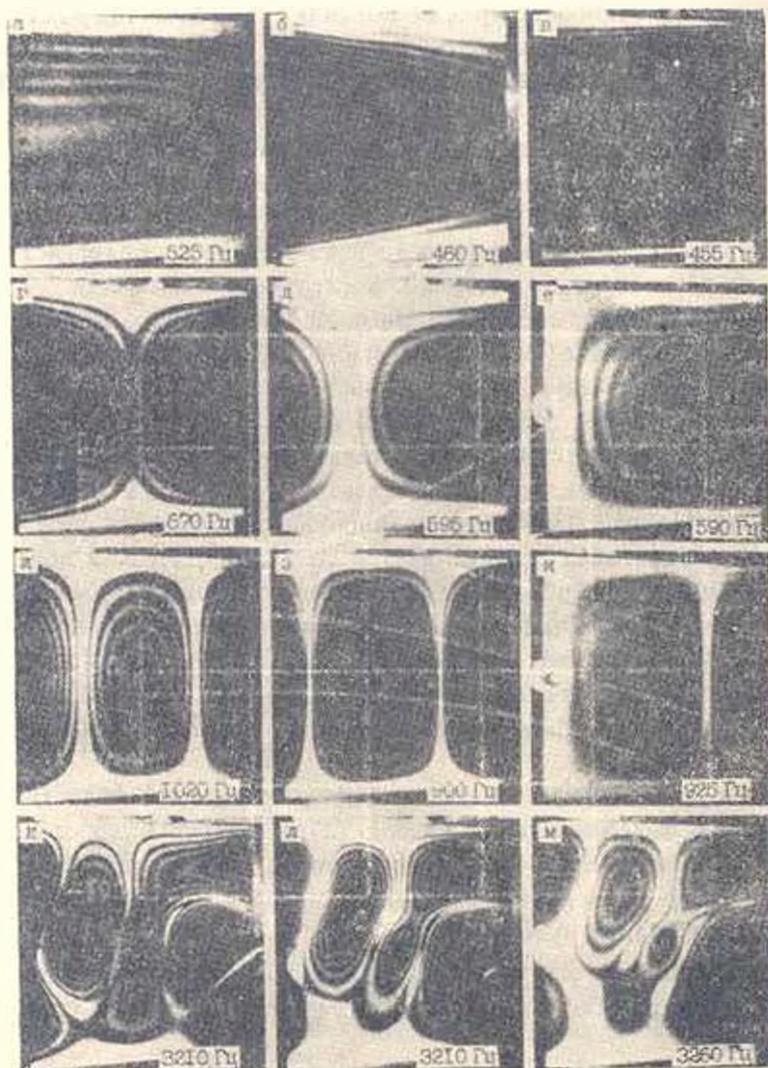


Рис. 1. Голографические интерферограммы некоторых форм резонансных колебаний квадратной пластинки: *а, г, ж, к* — с пластиничекой шайбой массой 2 г в середине пластинки; *б, в, з, л* — с дополнительной массой 2 г (*б*) и 4 г (*в, з, л*) в середине левой свободной кромки; *е* — с шайбой массой 2 г в середине правой кромки; *г, и, м* — с точечной опорой в середине левой кромки.

Метод голографической интерферометрии позволяет получать формы колебаний при резонансах на любых частотах от действия возбуждающей нагрузки любого характера, приложенной в любом месте исследуемого объекта.

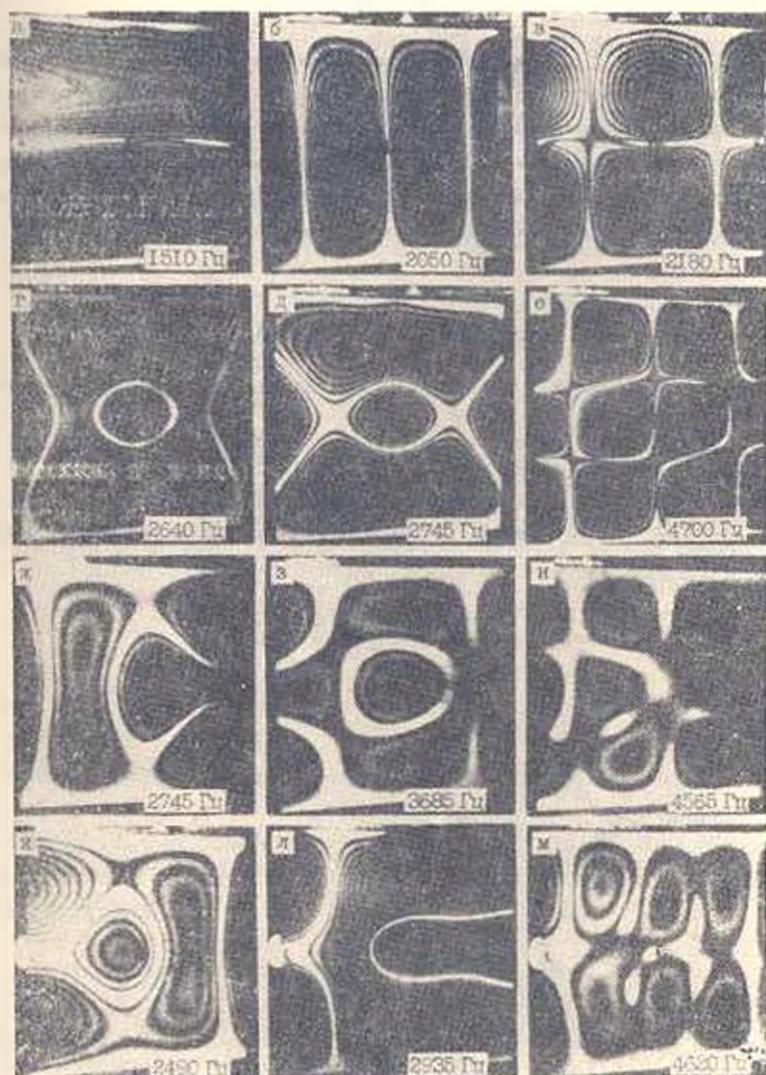


Рис. 2. Голографические интерферогаммы некоторых форм резонансных колебаний квадратной пластинки: а — е — с шаблоном массой 2 г в середине пластинки; ж — к — с шаблоном массой 2 г в середине правой кромки; л — м — с точечной опорой в середине левой кромки.

ՈՒՂՂԱԿՅՈՒՆ ԹԻԹԵՂԻ ՏԱՏԱՆՄԱՆ ՉԵՎԻ ԵՎ ՀԱՃԱՆԱԿԱՆՈՒԹՅԱՆ
ՌՐՈՇՈՒՄԸ ԳՈՂՈՎՐԱՅԻԿԱԿԱՆ ԻՆՏԵՐՖԵՐՈՄԵՏՐԱՅԻՆ ԵՂԱՆԱԿՈՎ

Ա մ փ ո փ ո Վ

Իացահայտված է գոլոգրաֆիկական ինտերֆերոմետրային հղանակի կիրառման հնարավորությունը երկու հանդիսակաց կողմերը կոշտ ամրակցված, իսկ մյուս երկուսը ազատ, ինչպես նաև ձախ ազատ նզրում լրացուցիչ կոշտ հենարան ունեցող ուղղանկյուն թիթեղի սեփական տատանումների հետազոտման համար: Բերված են գոլոգրամներ, որոնք բնութագրում են տատանումների սեփական ձևը տարբեր հաճախականությունների ժամանակ:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. А. С. Вольмир. Оболочки в потоке жидкости и газа. Задачи гидроупругости.— М.: Наука, 1979.— 318 с.
2. Овакимян Р. И. Имитация внешней нагрузки электромагнитным способом. В межвуз. сб.: Механика, Ереван, ЕГУ, 1982, № 2, с. 81—85.
3. Андроси Л. И. и др. Неравномерное нагружение оболочек с помощью пандемоторных сил.— В кн.: Проблемы прочности. Киев, Наукова Думка, 1983, № 2, с. 24—26.

ГИДРОТЕХНИКА

М. А. ТАРАКЧЯН, В. С. САРКИСЯН, А. В. ШИБАНОВ

О ФИЛЬТРАЦИИ ПРОМСТОКОВ ИЗ ХРАНИЛИЩ
 КРУГЛОЙ ФОРМЫ

Одной из мер борьбы за охрану окружающей среды является разработка более точных, чем существующие, методов прогноза гидрохимического режима грунтовых вод.

Рассмотрим фильтрацию промышленных стоков из хранилищ (или накопителей) круглой формы в плане, радиусом r_0 . Будем считать, что концентрация вещества в жидкой фазе в хранилище C_0 является постоянной величиной, а процесс фильтрации квазистационарным. Тогда, при постоянной мощности водоносного пласта m , скорость фильтрации v зависит только от радиуса-вектора r и определяется по формуле:

$$v = \frac{Q}{2\pi m r} \quad (1)$$

где Q — постоянный расход воды, сбрасываемый в хранилище предприятием.

Основное дифференциальное уравнение геохимической гидродинамики, включающее в себя уравнение движения несущей жидкости и растворенных в ней солей, сохранения их массы, кинетики и изотермы массообмена между солями фильтрата и породой, для радиального потока имеет вид [1]:

$$r^2 \left(\frac{\partial^2 C}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial C}{\partial r} \right) - v \frac{\partial C}{\partial r} - \frac{\partial b}{\partial t} = n_0 \frac{\partial C}{\partial t} \quad (2)$$

где $\frac{\partial b}{\partial t}$ — скорость изменения солей в твердой фазе; n_0 — пористость грунта; D — коэффициент диффузии; $C(r, t)$ — концентрация вещества в произвольной точке r водоносного пласта в текущий момент времени t .

При больших значениях константы скорости γ ($\gamma \rightarrow \infty$) и конечной скорости сорбции $\frac{\partial b}{\partial t}$ изотерма сорбции будет линейная:

$$b = n_0 \Gamma C; \quad \frac{\partial b}{\partial t} = n_0 \Gamma \frac{\partial C}{\partial t} \quad (3)$$

где Γ — коэффициент Генри.

Тогда уравнение (2) примет вид:

$$D \left(\frac{\partial^2 C}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial C}{\partial r} \right) - v \frac{\partial C}{\partial r} = n \frac{\partial C}{\partial t}, \quad (4)$$

где $n = n_0 (1 + \Gamma)$ — активная пористость грунта, а v определяется по (1).

Рассмотрим решение уравнения (4) при следующих краевых условиях:

$$C(r, 0) = C_r; \quad C(r_0, t) = C_0; \quad \frac{\partial C(R_0, t)}{\partial r} = 0, \quad (5)$$

где R_0 — расстояние от хранилища до границы пласта, где устроен дренаж и поддерживается постоянный уровень грунтовых вод; C_r — минерализация грунтовых вод в естественных условиях ($C_r < C_0$).

Для решения положим, что

$$C = C_1 r^2 + C_0, \quad (6)$$

где

$$v = \frac{Q}{4\pi m D}.$$

Уравнение (4) можно представить так:

$$\frac{\partial^2 C}{\partial r^2} - \frac{\alpha}{r} \frac{\partial C}{\partial r} = \frac{n}{D} \frac{\partial C}{\partial t}, \quad (7)$$

где

$$\alpha = \frac{Q}{2\pi m D} - 1.$$

Вводя (6) в уравнение (7), получим:

$$\frac{\partial^2 C_1}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial C_1}{\partial r} - \frac{v^2}{r^2} C_1 = \frac{n}{D} \frac{\partial C_1}{\partial t}. \quad (8)$$

Для уравнения (8) краевые условия (5) принимают вид:

$$C_1(r, 0) = (C_r - C_0) r^{-2}; \quad C_1(r_0, t) = 0; \quad (9)$$

$$\frac{\partial C_1(R_0, t)}{\partial r} + \frac{v}{R_0} C_1(R_0, t) = 0.$$

Для решения уравнения (8) при краевых условиях (9), применим метод Фурье:

$$C_1(r, t) = X(r) \cdot T(t), \quad (10)$$

и перепишем уравнение (8) в следующем виде:

$$\frac{1}{X} \frac{\partial^2 X}{\partial r^2} + \frac{1}{Xr} \frac{\partial X}{\partial r} - \frac{v^2}{r^2} = \frac{n}{DT} \frac{\partial T}{\partial t}, \quad (11)$$

Применив метод разделения переменных Фурье, решим уравнение (11):

$$\frac{d^2 X}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{dX}{dr} + \left(\lambda^2 - \frac{\nu^2}{r^2} \right) X = 0. \quad (12)$$

Решением уравнения (12) является функция Бесселя, которая одновременно является собственной функцией (12), равной, согласно [2]:

$$X_\nu(r) = A_1 Y_\nu(\lambda r) + A_2 N_\nu(\lambda r), \quad (13)$$

где A_1 и A_2 — постоянные, определяемые из уравнений (9); $Y_\nu(\lambda r)$, $N_\nu(\lambda r)$ — Бесселевы функции, соответственно, первого и второго рода, порядка ν .

Тогда граничные условия (9) переищутся в следующем виде:

$$A_1 Y_\nu(\lambda r_0) + A_2 N_\nu(\lambda r_0) = 0; \quad (14)$$

$$A_1 Y'_{\nu-1}(\lambda R_0) + A_2 N'_{\nu-1}(\lambda R_0) = 0. \quad (15)$$

Из (14) имеем:

$$\frac{A_1}{A_2} = -\frac{N_\nu(\lambda r_0)}{Y_\nu(\lambda r_0)} = -\frac{N'_{\nu-1}(\lambda R_0)}{Y'_{\nu-1}(\lambda R_0)}. \quad (16)$$

Подставив (16) в (13), получим:

$$X_\nu(\lambda r) = \frac{A_2}{Y_\nu(\lambda r_0)} [N_\nu(\lambda r) Y_\nu(\lambda r_0) - N_\nu(\lambda r_0) Y_\nu(\lambda r)].$$

Таким образом, решением уравнения (12) является функция $X_\nu(\lambda r)$, определяемая следующим выражением:

$$X_\nu(\lambda r) = Y_\nu(\lambda r_0) N_\nu(\lambda r) - Y_\nu(\lambda r) N_\nu(\lambda r_0). \quad (17)$$

Значения $T(t)$ из (10) определяют, интегрируя уравнение

$$\frac{\eta}{DT} \frac{dT}{dt} = -\lambda^2 t, \quad (18)$$

после чего получают:

$$T(t) = T_0 e^{-\frac{\eta \lambda^2 t}{n}}, \quad (19)$$

а значение T_0 определяют из краевого условия (9):

$$T_0 = (C_r - C_0) r^{-\nu}. \quad (20)$$

Таким образом, решением уравнения (8) при краевых условиях (9) будет:

$$C_1(r, t) = (C_r - C_0) e^{-\frac{\eta \lambda^2 t}{n}} r^{-\nu} X_\nu(\lambda r). \quad (21)$$

Произведем некоторые преобразования в выражении (21), для чего разложим степенную функцию $r^{-\nu}$ в ряд Фурье-Бесселя по собственным функциям $X_k(\lambda_k r)$ с весом r [3]:

$$r^{-\nu} = \sum_{k=1}^{\infty} g_k X_k(\lambda_k r). \quad (22)$$

Известно [3], что

$$g_k = \frac{\int_{r_0}^{R_0} r^{-\nu+1} X_k(\lambda_k r) dr}{\int_{r_0}^{R_0} |X_k(\lambda_k r)|^2 r dr} = \frac{I_1}{I_2}. \quad (23)$$

Определим значение коэффициента ряда g_k из (23). При решении используем известные рекуррентные зависимости и значения Вронскиан [2]:

$$I_1 = \int_{r_0}^{R_0} r^{-\nu+1} X_k(\lambda_k r) dr = \lambda_k^{-\nu} \int_{\lambda_k r_0}^{\lambda_k R_0} Z^{-\nu+1} X_k(Z) dZ = \frac{2r_0^{-\nu}}{\pi^2 \lambda_k^2};$$

$$I_2 = \int_{r_0}^{R_0} |X_k(\lambda_k r)|^2 r dr = \left[\frac{r^2}{2} \{ [X_k(\lambda_k r)]^2 - X_{k-1}(\lambda_k r) X_{k+1}(\lambda_k r) \} \right]_{r_0}^{R_0} = \\ = \frac{1}{2} \left[R_0^2 (X_k^2(\lambda_k R_0) - \frac{4}{\pi^2 \lambda_k^2}) \right].$$

Таким образом, находим:

$$g_k = \frac{4r_0^{-\nu}}{\pi^2 \lambda_k^2 \left[R_0^2 |X_k(\lambda_k R_0)|^2 - \frac{4}{\pi^2 \lambda_k^2} \right]}.$$

Выражение (22) переписывается так:

$$r^{-\nu} = \sum_{k=1}^{\infty} \frac{4r_0^{-\nu} X_k(\lambda_k r)}{\pi^2 \lambda_k^2 \left[R_0^2 |X_k(\lambda_k R_0)|^2 - \frac{4}{\pi^2 \lambda_k^2} \right]}. \quad (24)$$

Следовательно, (21) будет иметь вид:

$$C_1(r, t) = (C_1 - C_0) \frac{4}{\pi^2} \sum_{k=1}^{\infty} \frac{[X_k(\lambda_k r)]^2 r^{-\nu}}{R_0^2 |X_k(\lambda_k R_0)|^2 - \frac{4}{\pi^2 \lambda_k^2}} \cdot \frac{e^{-\frac{D}{n} \lambda_k^2 t}}{\lambda_k^2}. \quad (25)$$

Перейдя от C , к концентрации C по (6), найдем:

$$C(r, t) = C_0 + (C_c - C_0) \frac{4}{\pi} \left(\frac{r}{r_0} \right)^2 \sum_{n=1}^{\infty} \frac{e^{-\frac{D}{r_0^2} \lambda_n^2 t} [X_n(r_0 r)]^2}{\lambda_n^2 [R_0^2 [X_n(r_0 R_0)]^2 - \frac{4}{\pi^2 \lambda_n^4}]}. \quad (26)$$

Значение параметра λ_n определяется из краевого условия (15), которое после преобразований будет иметь вид:

$$Y_n(\lambda_n r_0) X_n(\lambda_n R_0) - Y_n(\lambda_n R_0) X_n(\lambda_n r_0) = 0. \quad (27)$$

Из transcendентного уравнения (27) параметр λ_n находится методом последовательных приближений. Причем, оно решается для каждого конкретного объекта и индивидуальности.

По формуле (26) можно рассчитать концентрацию исследуемого вещества $C(r, t)$ в произвольной точке r водонасыщенного пласта в любой момент времени t . Расчеты выполняются на ЭВМ ЕС-1022.

Выводы

Полученное решение уравнения конвективной диффузии дает возможность прогноза гидрохимического режима грунтовых вод в районах эксплуатируемых хвостохранилищ или накопителей проточков.

ВРМНИПРОЦВЕТМГ I

10. XII. 1982

Մ. Ա. ՏԱՐԱԾՅԱՆ, Վ. Ս. ՍԱԿՈՅԱՆ, Ա. Վ. ՇԻՔԱՆՈՎ

ՇՐՋԱՆԱԳՆԻՉ ՏՆՈՒՔ ՈՒՆԵՑՈՂ ԱՐՏԱԿՐԱԹԱՓՈՆՆԵՐԻ ՊԱՇՏՆԱՐԱՆՆԵՐԻՑ
ՀԵՂՈՒԿԻ ՉՏՐՄԱՆ ՄԱՍԻՆ

Ա մ փ ո փ ո ռ մ

Ստացված է նյութատեղափոխման հավասարման մասնակի լուծումը շրջանաձև տեսք ունեցող հեղուկ արտադրաթափոնների պաշտարաններից արտոնված ջրերի դոման դեպքում, որը հնարավորություն է տալիս կանխագուշակել շրջանի բնահողային ջրերի հիդրոքիմիական սկզբնային վիճակը:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Веригин Н. Н. и др. Мезоты проницаемости солевого режима грунтов и грунтовых вод. М.: Колос, 1979. — 336 с.
2. Янке Е., Эмде Ф., Либс Ф. Специальные функции (формулы, графики, таблицы). М.: Наука, 1968. — 340 с.
3. Корн Г., Корн Т. Справочник по математике (для научных работников и инженеров). — М.: Наука, 1973. — 831 с.

Բ Ո Վ Ա Ն Գ Ա Կ Ո Ւ Թ Յ Ո Ւ Ն

ՄԵՔԵՆԱՇԻՆՈՒԹՅՈՒՆ

Տ. Լ. Պետրոսյան, Գ. Գ. Նևրսիսյան: Վերջավոր էլեմենտների մեթոդով կոնական մատրիցայում ծակոտկեն նյութերի ձևավորման պրոցեսների հետազոտման մի հաշվիչ ծրագրի մասին	3
Ա. Մ. Մարտիրոսյան, Ա. Մ. Սիմոնյան: Կոմպոզիցիոն նյութից պատրաստված քարակապտո խողովակների մամլման հարցի մասին	12
Լ. Մ. Մուրադյան, Թ. Ն. Ուստեղյան: Պնդաքոզ ձուլակտորի կեղևի լարվածային և դեֆորմացիոն վիճակը	17
Ա. Ի. Բաբխևիկո: Հարթ վեցոցակ մեխանիզմներում ճնշման անկյունների օպտիմիզացում՝ քառոցակների ռադիոնալ հարմարադասման միջոցով	23
Ա. Կ. Գևորգյան: Պատահական գործոնների ազդեցությունը ատամնափշի ատամի դիմաց-հունուիցան սահմանի փոփոխական գործակցի արժեքի վրա	25

ՇԻՆԱՐԱՐԱԿԱՆ ԿՈՂՄՏԻՈՒԿՑԻԱՆԵՐ

Ա. Հ. Սահակյան, Յ. Խ. Ղազարյան, Ռ. Ա. Կոտիկյան: Միաձույլ որմնանցքերով երկաթ-բետոնյա կոշտության միջուկներում ճաքերի առաջացման և բացման առանձնահատկությունները Պորիդոնական ուժերի ազդեցության տակ	31
Վ. Ա. Սմիրնով, Կ. Բ. Շչեբրինա: Ուղղանկյուն թիթեղի տատանման ձևի և հաճախակա-նությունն սրուումը զուգըստֆիկական ինտերֆերոմատրային եղանակով	19

ՀԻՄՆՈՏԵՆՆԵԿԱ

Ը. Ա. Տարակչյան, Վ. Ա. Սարկիսյան, Ա. Վ. Շիրաճով: Երչանածն տեսք ունեցող ար-տադրաթափանների պահեստարաններից հեղուկի զտման մասին	17
--	----

СОДЕРЖАНИЕ

Стр.

МАШИНОСТРОЕНИЕ

- Г. Т. Петросян, Г. Г. Нерсисян. Об одной вычислительной программе исследования процессов формирования пористых материалов в конических матрицах методом конечных элементов 3
- М. М. Маргаросян, А. М. Симонян. К вопросу об опрессовке тонкостенных труб из композиционного материала 12
- Т. М. Мурадян, Р. Н. Барсесян. Напряженно-деформированное состояние корки затвердевающего слитка 17
- А. И. Борисенко. Оптимизация углов давления в плоских шестизвенных механизмах путем рациональной компоновки составляющих четырехзвенников 21
- А. К. Георгян. Влияние случайных факторов на величину коэффициента изгибания предела выносливости зуба зубчатого колеса 28

СТРОИТЕЛЬНЫЕ КОНСТРУКЦИИ

- А. О. Саихян, Ю. К. Газарян, Р. А. Котикян. Особенности образования и раскрытия трещин в монолитных железобетонных ядрах жесткости с проемами при действии горизонтальных нагрузок 34
- В. А. Смирнов, К. Б. Шербина. Определение частот и форм колебаний прямоугольных пластинок методом голографической интерферометрии 40

ГИДРОТЕХНИКА

- М. А. Тарихчян, В. С. Саркисян, А. В. Шибанов. О фильтрации промывочной жидкости из хранилища круглой формы 45

