

ՀԱՅԿԱԿԱՆ ՍՍՀ
ԳԻՏՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐԻ ԱԿԱԴԵՄԻԱՅԻ

ՏԵԴԵԿԱԳԻՐ
ИЗВЕСТИЯ

АКАДЕМИИ НАУК АРМЯНСКОЙ ССР

ՏԵԽՆԻԿԱԿԱՆ ԳԻՏՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐԻ ՍԵՐԻԱ
СЕРИЯ ТЕХНИЧЕСКИХ НАУК

ԽՄԲԱԳՐԱԿԱՆ ԿՈՒՆԳՐԱ

Ադանց՝ Տ. Ալեխանյանի Վ. Վ., Եղիազարյան Ի. Վ., Կասյան
Մ. Վ. (պատ. խմբագիր), Նազարով Ա. Գ., Սիմոնով Մ. Զ.,
Քրետցյան Վ. Վ. (պատ. խմբագրի տեղակալ)

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ

Адонц Г. Т., Алексеевский В. В., Егиазаров И. В., Касьян
М. В. (ответ. редактор), Назаров А. Г., Пинадзян В. В.
(зам. отв. редактора), Симонов М. З.

ЭНЕРГЕТИКА

Г. Т. АЛОНЦ

ИССЛЕДОВАНИЯ ДВУХ АЛГОРИТМОВ РАСЧЕТА ЧАСТНЫХ
 ПРОИЗВОДНЫХ ОТ ПОТЕРЬ АКТИВНОЙ И РЕАКТИВНОЙ
 МОЩНОСТЕЙ ПО ПАРАМЕТРАМ РЕЖИМА
 ЭНЕРГОСИСТЕМЫ

1. Задача разработки алгоритма точного (эталонного метода) расчета частных производных от потерь активной π и реактивной q мощностей по параметрам P и Q режима энергосистемы является важным звеном в общей проблеме оптимизации современных энергосистем и их объединений. Частные производные:

$$\frac{\partial \pi}{\partial P_m}; \frac{\partial \pi}{\partial Q_m}; \frac{\partial q}{\partial P_m}; \frac{\partial q}{\partial Q_m}$$

где m -индекс независимых узлов многополюсника, эквивалентного схеме замещения энергосистемы, необходимы также для решения локальных задач минимизации потерь активной и реактивной мощностей в электрических сетях отдельных энергосистем и их узлов нагрузок. Кроме того, точный метод расчета необходим для оценки эффективности различных приближенных методов расчета таких производных, получивших распространение из-за отсутствия соответствующих средств вычислительной техники. В связи с появлением возможности использования в вычислительных центрах по энергетике более мощных и быстродействующих электронных цифровых машин (ЦМ) вопрос практического использования алгоритмов точного расчета частных производных от π и q становится более актуальным. Настоящая статья посвящается двум алгоритмам точного расчета указанных частных производных и результатам сопоставления вычислительных возможностей программ, реализующих эти алгоритмы на ЦМ.

2. В качестве заданных принимаются: а) параметры: g_{mk} и b_{mk} — активная и реактивная проводимости многополюсника, эквивалентного схеме замещения исследуемой системы, где m, k — индексы внешних зажимов многополюсника, к которым подключены генераторные и нагрузочные элементы системы:

б) параметры: P_m, Q_m, U_m, ψ_m стационарного режима многополюсника, соответственно, активная и реактивная мощности, модули и фазы комплексных напряжений, действующих на $m = 1 \rightarrow n$ зажимах многополюсника.

Подлежат определению частные производные от потерь активной и реактивной мощностей в многополюснике по активным и реактивным мощностям генераторов и нагрузок, включенных к зажимам многополюсника, т. е.

$$\frac{\partial \pi}{\partial P_m}; \frac{\partial \pi}{\partial Q_m}; \frac{\partial q}{\partial P_m}; \frac{\partial q}{\partial Q_m}.$$

Кроме этих частных производных, в процессе их расчета определяются частные производные от π и q по параметрам $U_k \psi_k$ режима многополюсника, т. е. $\frac{\partial \pi}{\partial U_k}; \frac{\partial \pi}{\partial \psi_k}; \frac{\partial q}{\partial U_k}; \frac{\partial q}{\partial \psi_k}$, а также частные производные от параметров $P_m Q_m$ по параметрам $U_k \psi_k$ режима, т. е. $\frac{\partial P_m}{\partial U_k}; \frac{\partial P_m}{\partial \psi_k}; \frac{\partial Q_m}{\partial U_k}; \frac{\partial Q_m}{\partial \psi_k}$.

3. Исходные уравнения, используемые для расчета частных производных: от P и Q по U и ψ , а также от π и q по U и ψ , имеют следующий вид [1]:

$$P_m = U_m \sum_{k=1}^n U_k [g_{mk} \cos(\psi_m - \psi_k) - b_{mk} \sin(\psi_m - \psi_k)];$$

$$Q_m = U_m \sum_{k=1}^n U_k [g_{mk} \sin(\psi_m - \psi_k) + b_{mk} \cos(\psi_m - \psi_k)];$$

$$\pi = \sum_{m=1}^n \sum_{k=1}^n U_m U_k g_{mk} \cos(\psi_m - \psi_k);$$

$$q = \sum_{m=1}^n \sum_{k=1}^n U_m U_k b_{mk} \cos(\psi_m - \psi_k).$$

где $m, k = 1 + n$ — индексы зажимов многополюсника;

$g_{mk} b_{mk}$ — параметры многополюсника.

4. Выражения частных производных от P_m, Q_m, π, q по параметрам $U_k \psi_k$ режима многополюсника, получаемые путем дифференцирования соответствующих уравнений (1), имеют следующий вид:

$$\frac{\partial P_m}{\partial U_k} = \begin{cases} U_m [g_{mk} \cos(\psi_m - \psi_k) - b_{mk} \sin(\psi_m - \psi_k)], & \text{при } m \neq k; \\ \frac{P_m}{U_m} + U_m g_{mm} & \text{при } m = k \end{cases}$$

$$\frac{\partial P_m}{\partial \psi_k} = \begin{cases} U_m U_k [g_{mk} \sin(\psi_m - \psi_k) + b_{mk} \cos(\psi_m - \psi_k)], & \text{при } m \neq k; \\ U_m^2 b_{mm} - Q_m & \text{при } m = k \end{cases}$$

$$\frac{\partial Q_m}{\partial U_k} = \begin{cases} U_m [g_{mk} \sin(\psi_m - \psi_k) + b_{mk} \cos(\psi_m - \psi_k)], & \text{при } m \neq k; \\ \frac{Q_m}{U_m} + U_m b_{mm}, & \text{при } m = k \end{cases}$$

$$\frac{\partial Q_m}{\partial \psi_k} = \begin{cases} -U_m U_k [g_{mk} \cos(\psi_m - \psi_k) - b_{mk} \sin(\psi_m - \psi_k)] & \text{при } m \neq k, \\ P_m - U_m^2 g_{mm} & \text{при } m = k; \end{cases}$$

$$\frac{\partial \pi}{\partial U_j} = 2 \sum_{k=1}^n U_k g_{jk} \cos(\psi_j - \psi_k);$$

$$\frac{\partial \pi}{\partial \psi_j} = -2 U_j \sum_{k=1}^n U_k g_{jk} \sin(\psi_j - \psi_k);$$

$$\frac{\partial q}{\partial U_j} = 2 \sum_{k=1}^n U_k b_{jk} \cos(\psi_j - \psi_k);$$

$$\frac{\partial q}{\partial \psi_j} = -2 U_j \sum_{k=1}^n U_k b_{jk} \sin(\psi_j - \psi_k),$$

где $j = 1 + n$ — текущий индекс зажима многополюсника.

Выражения (2) используются для получения параметров расчетных уравнений, излагаемых ниже, двух алгоритмов.

5. Алгоритм 1 расчета частных производных от π и q по параметрам P_m , Q_m основывается на следующем функциональном представлении потерь π и q от $4n$ -параметров стационарного режима многополюсника:

$$\begin{aligned} \pi &= \pi(P_1 \cdots P_m \cdots P_n; Q_1 \cdots Q_m \cdots Q_n); \\ q &= q(P_1 \cdots P_m \cdots P_n; Q_1 \cdots Q_m \cdots Q_n); \\ P_m &= P(U_1 \cdots U_k \cdots U_n; \psi_1 \cdots \psi_k \cdots \psi_n); \\ Q_m &= Q(U_1 \cdots U_k \cdots U_n; \psi_1 \cdots \psi_k \cdots \psi_n). \end{aligned} \quad (3)$$

В этой постановке задачи потери π и q принимаются зависящими от переменных U_k , ψ_k через посредство P_m , Q_m , где $k, m = 1 + n$, $k, m \neq \delta$; δ — индекс балансирующего узла многополюсника, для которого принимаются U_k и ψ_k неизменными, заданными постоянными величинами. Если исключить балансирующий узел, то задача расчета частных производных от π и q по параметрам P_m , Q_m сведется к определению по $n - 1$ частных производных видов: $\frac{\partial \pi}{\partial P_m}$, $\frac{\partial \pi}{\partial Q_m}$, $\frac{\partial q}{\partial P_m}$.

$\frac{\partial q}{\partial Q_m}$ т. е. всего $4(n - 1)$ неизвестных.

Для практических целей задача может быть ограничена расчетами частных производных от π и q по P_m и Q_m только для генераторных зажимов многополюсника, т. е. принимая $m = 1 + r$, где m — индекс правых зажимов, соответствующих генераторам. Рассматривая задачу в общем виде, можем записать следующие системы расчетных уравнений для определения искомых частных производных. Здесь и далее все записи ведутся в матричной форме:

$$\left| \frac{\partial \pi}{\partial P_m} \right| = \left| \frac{\partial \pi}{\partial U_k} \right| \cdot \left| \frac{\partial U_k}{\partial P_m} \right| + \left| \frac{\partial \pi}{\partial \psi_k} \right| \cdot \left| \frac{\partial \psi_k}{\partial P_m} \right|; \quad (4)$$

$$\left| \frac{\partial \pi}{\partial Q_m} \right| = \left| \frac{\partial \pi}{\partial U_k} \right| \cdot \left| \frac{\partial U_k}{\partial Q_m} \right| + \left| \frac{\partial \pi}{\partial \psi_k} \right| \cdot \left| \frac{\partial \psi_k}{\partial Q_m} \right|; \quad (5)$$

$$\left| \frac{\partial q}{\partial P_m} \right| = \left| \frac{\partial q}{\partial U_k} \right| \cdot \left| \frac{\partial U_k}{\partial P_m} \right| + \left| \frac{\partial q}{\partial \psi_k} \right| \cdot \left| \frac{\partial \psi_k}{\partial P_m} \right|; \quad (6)$$

$$\left| \frac{\partial q}{\partial Q_m} \right| = \left| \frac{\partial q}{\partial U_k} \right| \cdot \left| \frac{\partial U_k}{\partial Q_m} \right| + \left| \frac{\partial q}{\partial \psi_k} \right| \cdot \left| \frac{\partial \psi_k}{\partial Q_m} \right|; \quad (7)$$

где $m, k = 1 + n$; $m, k \neq \delta$.

В этих уравнениях появились новые неизвестные

$$\frac{\partial U_k}{\partial P_m}; \quad \frac{\partial \psi_k}{\partial P_m}; \quad \frac{\partial U_k}{\partial Q_m}; \quad \frac{\partial \psi_k}{\partial Q_m}$$

Что касается элементов: $\frac{\partial \pi}{\partial U_k}$; $\frac{\partial \pi}{\partial \psi_k}$; $\frac{\partial q}{\partial U_k}$; $\frac{\partial q}{\partial \psi_k}$, то они оп-

ределяются согласно уравнениям (2) по параметрам заданного стационарного режима многополюсника. Для определения указанных частных производных могут быть записаны следующие вспомогательные уравнения:

$$\left| \frac{\partial P_m}{\partial P_k} \right| = \left| \frac{\partial P_m}{\partial U_k} \right| \cdot \left| \frac{\partial U_k}{\partial P_m} \right| + \left| \frac{\partial P_m}{\partial \psi_k} \right| \cdot \left| \frac{\partial \psi_k}{\partial P_m} \right| = \begin{cases} 1 & \text{при } m = k \\ 0 & \text{при } m \neq k; \end{cases}$$

$$\left| \frac{\partial Q_m}{\partial Q_k} \right| = \left| \frac{\partial Q_m}{\partial U_k} \right| \cdot \left| \frac{\partial U_k}{\partial Q_m} \right| + \left| \frac{\partial Q_m}{\partial \psi_k} \right| \cdot \left| \frac{\partial \psi_k}{\partial Q_m} \right| = \begin{cases} 1 & \text{при } m = k \\ 0 & \text{при } m \neq k; \end{cases} \quad (8)$$

$$\left| \frac{\partial P_m}{\partial Q_m} \right| = \left| \frac{\partial P_m}{\partial U_k} \right| \cdot \left| \frac{\partial U_k}{\partial Q_m} \right| + \left| \frac{\partial P_m}{\partial \psi_k} \right| \cdot \left| \frac{\partial \psi_k}{\partial Q_m} \right| = [0];$$

$$\left| \frac{\partial Q_m}{\partial P_m} \right| = \left| \frac{\partial Q_m}{\partial U_k} \right| \cdot \left| \frac{\partial U_k}{\partial P_m} \right| + \left| \frac{\partial Q_m}{\partial \psi_k} \right| \cdot \left| \frac{\partial \psi_k}{\partial P_m} \right| = [0],$$

где $m, k = 1 + n$, но $m, k \neq \delta$.

Решения уравнений (8) относительно искомым частных производных: $\frac{\partial \psi_k}{\partial P_m}$; $\frac{\partial \psi_k}{\partial Q_m}$; $\frac{\partial U_k}{\partial P_m}$ и $\frac{\partial U_k}{\partial Q_m}$ могут быть представлены в следующей матричной форме записи:

$$\left| \frac{\partial \psi_k}{\partial P_m} \right| = - \left| \frac{\partial Q_m}{\partial \psi_k} \right|^{-1} \cdot \left| \frac{\partial Q_m}{\partial U_k} \right| \cdot \left| \frac{\partial U_k}{\partial P_m} \right|;$$

$$\left| \frac{\partial \psi_k}{\partial Q_m} \right| = - \left| \frac{\partial P_m}{\partial \psi_k} \right|^{-1} \cdot \left| \frac{\partial P_m}{\partial U_k} \right| \cdot \left| \frac{\partial U_k}{\partial Q_m} \right|; \quad (9)$$

$$\left| \frac{\partial U_k}{\partial P_m} \right| = \left\{ \left| \frac{\partial P_m}{\partial U_k} \right| - \left| \frac{\partial P_m}{\partial \psi_k} \right| \cdot \left| \frac{\partial Q_m}{\partial \psi_m} \right|^{-1} \cdot \left| \frac{\partial Q_m}{\partial U_k} \right| \right\}^{-1} \text{ согласно [1]};$$

$$\left| \frac{\partial U_k}{\partial Q_m} \right| = \left\{ \left| \frac{\partial Q_m}{\partial U_k} \right| - \left| \frac{\partial Q_m}{\partial \psi_k} \right| \cdot \left| \frac{\partial P_m}{\partial \psi_k} \right|^{-1} \cdot \left| \frac{\partial P_m}{\partial U_k} \right| \right\}^{-1} \text{ согласно [1]},$$

где индексы m, k приобретают все значения $1 \div n$, кроме индекса балансирующего узла. Верхний индекс -1 используется для обозначения операции обращения данной матрицы.

Искомые элементы матриц, представленных в левых частях уравнений (4) - (7), получаются путем подстановки в их правые части выражений элементов матриц, взятых согласно (2), и матриц (9), являющихся результатом решения вспомогательных уравнений (8). Таким образом, в процессе расчета, согласно алгоритму 1, приходится прибегнуть к операциям обращения четырех матриц.

6. Алгоритм II расчета частных производных от π и q по параметрам P_m, Q_m основывается на следующем представлении функций π и q от параметров U, P, Q, ψ режима многополюсника:

$$\begin{aligned} \pi &= \pi_1(U_1 \cdots U_k \cdots U_n; \psi_1 \cdots \psi_k \cdots \psi_n); \\ q &= q_1(U_1 \cdots U_k \cdots U_n; \psi_1 \cdots \psi_k \cdots \psi_n); \\ U_k &= U(P_1 \cdots P_m \cdots P_n; Q_1 \cdots Q_m \cdots Q_n); \\ \psi_k &= \psi(P_1 \cdots P_m \cdots P_n; Q_1 \cdots Q_m \cdots Q_n). \end{aligned} \quad (10)$$

В этом алгоритме расчеты потери π и q принимаются зависящими от переменных P_m, Q_m через посредство U_k, ψ_k , где $k, m = 1 \div n$, $k, m \neq \delta$ - индекс балансирующего узла многополюсника, для которых U_k и ψ_k - заданные постоянные величины. Рассмотрим, как и в предыдущем случае, задачу расчета $\frac{\partial \pi}{\partial P_m}; \frac{\partial \pi}{\partial Q_m}; \frac{\partial q}{\partial P_m}$ и $\frac{\partial q}{\partial Q_m}$ в общем виде. Исходя из принятых в (10) зависимостей, можно получить следующие системы уравнений, аналогичные по форме системам (4) - (7):

$$\left| \frac{\partial \pi}{\partial U_k} \right| = \left| \frac{\partial \pi}{\partial P_m} \right| \cdot \left| \frac{\partial P_m}{\partial U_k} \right| + \left| \frac{\partial \pi}{\partial Q_m} \right| \cdot \left| \frac{\partial Q_m}{\partial U_k} \right|; \quad (11)$$

$$\left| \frac{\partial \pi}{\partial \psi_k} \right| = \left| \frac{\partial \pi}{\partial P_m} \right| \cdot \left| \frac{\partial P_m}{\partial \psi_k} \right| + \left| \frac{\partial \pi}{\partial Q_m} \right| \cdot \left| \frac{\partial Q_m}{\partial \psi_k} \right|; \quad (12)$$

$$\left| \frac{\partial q}{\partial U_k} \right| = \left| \frac{\partial q}{\partial P_m} \right| \cdot \left| \frac{\partial P_m}{\partial U_k} \right| + \left| \frac{\partial q}{\partial Q_m} \right| \cdot \left| \frac{\partial Q_m}{\partial U_k} \right|; \quad (13)$$

$$\left| \frac{\partial q}{\partial \psi_k} \right| = \left| \frac{\partial q}{\partial P_m} \right| \cdot \left| \frac{\partial P_m}{\partial \psi_k} \right| + \left| \frac{\partial q}{\partial Q_m} \right| \cdot \left| \frac{\partial Q_m}{\partial \psi_k} \right|, \quad (14)$$

где $m, k = 1 \div n$, но $\neq \delta$ - индекс балансирующего узла многополюсника.

В этих уравнениях элементы:

$$\frac{\partial P_m}{\partial U_k}, \frac{\partial P_m}{\partial \psi_k}, \frac{\partial Q_m}{\partial U_k}, \frac{\partial Q_m}{\partial \psi_k}, \frac{\partial \pi}{\partial U_k}, \frac{\partial \pi}{\partial \psi_k}, \frac{\partial q}{\partial U}, \frac{\partial q}{\partial \psi}$$

соответствующих матриц определяются согласно приведенным выше выражениям (2). В таком случае искомые элементы: $\frac{\partial \pi}{\partial P_m}$ и $\frac{\partial \pi}{\partial Q_m}$ мо-

гут быть найдены в результате обращения матрицы, получаемой на основе уравнений (11) и (12). Соответственно элементы: $\frac{\partial q}{\partial P_m}$ и $\frac{\partial q}{\partial Q_m}$

могут быть найдены путем совместного решения уравнений (13) и (14). Для целей практических расчетов оптимизации режимов энергосистем можно ограничиться вычислительным алгоритмом, соответствующим случаю расчета частных производных от π и q только по параметрам P_m и Q_m генераторных узлов системы. В этой связи расчетные уравнения, получаемые на основе (11) и (12), а также (13) и (14), целесообразно представить в следующей форме:

$$\begin{bmatrix} M_{11} & M_{12} \\ M_{21} & M_{22} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} X_1 \\ X_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} n_1 \\ n_2 \end{bmatrix}, \quad (15)$$

где M —подматрицы имеют следующую структуру:

$$[M] = \begin{bmatrix} \left[\frac{\partial P_m}{\partial U_k} \right] & \left[\frac{\partial Q_m}{\partial U_k} \right] \\ \left[\frac{\partial P_m}{\partial \psi_k} \right] & \left[\frac{\partial Q_m}{\partial \psi_k} \right] \end{bmatrix}.$$

В подматрице M_{11} строчные (m) и столбцовые (k) индексы пробегают значения, соответствующие генераторным зажимам многополюсника, кроме балансирующего генераторного узла. В подматрице M_{12} —индексы строк (m) относятся к генераторным, а индексы столбцов (k)—к нагрузочным зажимам многополюсника. В подматрице M_{21} —строчные индексы соответствуют нагрузочным, а столбцовые—генераторным зажимам. И, наконец, в подматрице M_{22} —индексы строк и столбцов, т. е. m и k относятся только к нагрузочным зажимам многополюсника. Индексы векторов: X_1 и Π_1 пробегают значения генераторных узлов, а индексы векторов: X_2 и Π_2 —нагрузочных узлов многополюсника.

Уравнения (15) могут быть приведены к следующей эквивалентной форме, удобной для расчета искомых частных производных от π и q по параметрам P_m и Q_m только генераторных зажимов многополюсника:

$$[M_{mk}] \cdot [X_1] = [\Pi_m]. \quad (16)$$

$$\text{где} \quad [M_{mk}] = [M_{11}] - [M_{12}] \cdot [M_{22}]^{-1} \cdot [M_{21}];$$

$$[\Pi_m] = [\Pi_1] - [M_{12}] \cdot [M_{22}]^{-1} \cdot [\Pi_2].$$

Решение уравнения (16) относительно искомых $\frac{\partial z}{\partial P_m}$ и $\frac{\partial \pi}{\partial Q_m}$

можно записать в следующем виде:

$$\begin{bmatrix} \left[\frac{\partial \pi}{\partial P_m} \right] \\ \left[\frac{\partial \pi}{\partial Q_m} \right] \end{bmatrix} = [M_{mk}]^{-1} [\Pi_z],$$

где

$$[\Pi_z] = \begin{bmatrix} \left[\frac{\partial \pi}{\partial U_k} \right] \\ \left[\frac{\partial \pi}{\partial \psi_k} \right] \end{bmatrix} - [M_{12}] \cdot [M_{22}]^{-1} \cdot \begin{bmatrix} \left[\frac{\partial \pi}{\partial U_c} \right] \\ \left[\frac{\partial \pi}{\partial \psi_c} \right] \end{bmatrix},$$

k — индекс генераторных зажимов;

c — индекс нагрузочных зажимов многополюсника.

Решение уравнений вида (16) относительно искомых: $\frac{\partial y}{\partial P_m}$ и

$\frac{\partial q}{\partial Q_m}$ представляется в следующем виде:

$$\begin{bmatrix} \left[\frac{\partial q}{\partial P_m} \right] \\ \left[\frac{\partial q}{\partial Q_m} \right] \end{bmatrix} = [M_{mk}]^{-1} \cdot [\Pi_q],$$

где

$$[\Pi_q] = \begin{bmatrix} \left[\frac{\partial q}{\partial U_k} \right] \\ \left[\frac{\partial q}{\partial \psi_k} \right] \end{bmatrix} - [M_{12}] \cdot [M_{22}]^{-1} \cdot \begin{bmatrix} \left[\frac{\partial q}{\partial U_c} \right] \\ \left[\frac{\partial q}{\partial \psi_c} \right] \end{bmatrix},$$

Здесь, как и выше, индекс k относится только к генераторным, а c — только к нагрузочным зажимам многополюсника. Индекс -1 обозначает операцию обращения данной матрицы.

Итак, в процессе расчета, согласно алгоритму II, необходимо обращать две матрицы. Как было отмечено выше, в расчетах по алгоритму I приходится обращать четыре матрицы. Различие между этими случаями заключается в том, что порядки обращаемых матриц, в расчетах по алгоритмам I и II, оказываются неодинаковыми и различны, следовательно, числа вычислительных операций, потребных для решения задачи в целом. Порядок матриц, обращаемых при алгоритме I, не выше $n-1$, где n — общее число генераторных и нагрузочных зажимов, а при алгоритме II этот порядок достигает $2n$ (например, матрицы M), где n — число нагрузочных узлов. В большинстве случаев число $2n$ больше числа $n-1$.

7. В Армянском НИИ энергетики были составлены две программы: одна—реализующая алгоритм I на ЦМ типа „Раздан-2“ (составитель Б. А. Аракелян, вторая—реализующая алгоритм II на ЦМ типа „Урал-3“ (составитель Д. А. Алаахвердян). Заметим, что результаты расчетов для одного и того же примера, выполненные по этим программам, оказались строго одинаковыми. Для оценки эффективности каждого из этих алгоритмов можно обратиться к следующим показателям объемов вычислительных операций соответствующих программ. Так, например, число вычислительных операций, необходимых для решения уравнений (2) на машине „Раздан-2“, определяется формулой

$$N_{(2)} = 67 + 128n + 109n^2, \quad (19)$$

где n —число независимых узлов многополюсника.

Число операций для решения уравнений (4)–(9) на машине „Раздан-2“ определяется формулой

$$N_{(4)+(9)} = 72 + 75(n-1) + 61(n-1)^2 + 21(n-1)^3. \quad (20)$$

Числа вычислительных операций, потребных для реализации на „Урал-3“ алгоритма II, выражаются соответственно следующими формулами:

$$N_2 = 70n_1 + 330n + 92n^2, \quad (21)$$

где n_1 —число ненулевых элементов матрицы $b_{\pi k}$ уравнений многополюсника:

$$N_{(11)+(16)} = 400 + 400\Gamma + 330\Gamma^2 + 320H + \\ + 120H\Gamma + 400H^2 + 128H\Gamma + 128H^3 + 136H\Gamma^2, \quad (22)$$

где H —число нагрузочных узлов;

Γ —число генераторных узлов (без балансирующего) многополюсника.

Кроме того, при пользовании машиной „Урал-3“ оказывается необходимым, в общем случае, обращаться к магнитному барабану. Потребное время обращения выражается следующей формулой

$$T_{\text{МБ}} = (1 + 6\Gamma) 260 \text{ м.л./сек.} \quad (23)$$

8. Для одной схемы эквивалента объединенной энергосистемы, приведенной к многополюснику с $n = 8$ независимыми узлами, были получены параметры U_m, ψ_m, P_m, Q_m , $m = 1 \div 8$ стационарного режима. По этим параметрам режима, а также параметрам $k_{m2} b_{mk}$ многополюсника, были вычислены значения частных производных $\frac{\partial P_m}{\partial U_k}$; $\frac{\partial P_m}{\partial \psi_k}$

и т. д., согласно формулам (2). Далее были использованы программы, реализующие алгоритмы I и II, описанные выше. Полностью совпадающие результаты расчетов по обоим алгоритмам представлены в табл. 1. Из таблицы видно, что балансирующим выбран узел 3. Узлы 1–4 являются генераторными, а узлы 5–8—нагрузочными. Количество вычислительных операций, потребных для реализации алгоритма I на маши-

не „Раздан-2“, согласно формулам (19) и (20), при $n = 8$, выражается следующими числами:

$$N_{(2)} = 8 \text{ тыс.}; \quad N_{(1)-(19)} = 11,6 \text{ тыс.}$$

Таблица 1

Узлы	Генераторные			Нагрузочные			
	1	2	4	5	6	7	8
$\frac{\partial x}{\partial U_k}$	0,13	0,007	0,319	-0,079	0,035	0,237	-0,235
$\frac{\partial \sigma_{\gamma k}}{\partial U_k}$	30,012	-0,724	163,629	-54,223	-57,313	43,660	-125,070
$\frac{\partial y}{\partial U_k}$	1,221	1,029	1,491	-0,969	-0,876	7,267	-1,382
$\frac{\partial \sigma_{\gamma k}}{\partial U_k}$	283,032	-111,080	763,6	-442,352	-241,448	344,346	-596,097
$\frac{\partial z}{\partial P_k}$	0,116	0,235	0,052	0,17	0,193	0,069	0,073
$\frac{\partial z}{\partial Q_k}$	0,253	0,206	0,246	0,268	0,289	0,215	0,245
$\frac{\partial y}{\partial P_k}$	-1,254	-2,653	1,138	-1,922	-2,323	-0,154	-0,001
$\frac{\partial y}{\partial Q_k}$	-0,626	-0,564	-1,526	-1,263	-1,220	-0,481	-1,494

При средней скорости работы „Раздан-2“ в 5 тысяч операций в сек. время счета получилось порядка 4 сек., что и было отмечено на практике. Количество вычислительных операций, потребных для программы по алгоритму II, на машине „Урал-3“ оказалось, согласно формулам (21) + (23), соответственно:

$$N_{(2)} = 9,2 \text{ тыс.}; \quad N_{(11)-(19)} = 31,5 \text{ тыс.}; \quad T_{\text{МБ}} = 6,5 \text{ сек.}$$

При средней скорости работы „Урал-3“ в 5 тысяч операций в секунду время счета получилось порядка 14,5 сек., что также подтвердилось на практике.

Рассмотренный пример иллюстрирует эффективность алгоритма I по сравнению с алгоритмом II.

Выводы: 1. Оба алгоритма точного расчета частных производных от потерь активной (π) и реактивной (q) мощностей в многополюснике по активным (P) и реактивным (Q) мощностям генераторов и нагрузок, действующих на его зажимах в стационарном режиме, привели к полностью совпадающим результатам.

2. Программа, реализующая алгоритм II, содержит в себе операции по обращению одной матрицы с порядком, равным удвоенному

числу генераторных (без балансирующего) узлов. Программа, реализующая алгоритм 1, включает в себя операции по обращению четырех матриц с порядками, не превышающими сумму генераторных и нагрузочных узлов многополюсника.

3. Для практических расчетов, в которых время счета может иметь существенное значение, предпочтительно пользоваться программой, реализующей алгоритм 1.

АрмНИИЭ

Поступило 14.X.1969.

2. S. ԱՇՈՆՑ

ԱԿՏԻՎ ԵՎ ՌԵԱԿՏԻՎ ՀԶՈՐՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐԻ ԿՈՐՈՒՄՏՆԵՐԻ ՄԱՍՆԱՎՈՐ
ԱՄԱՆՅՅԱԿՆԵՐԻ, ԸՍՏ ԷՆԵՐԿԱՍԻՍՏԵՄԻ ՊԱՐԱՄԵՏՐՆԵՐԻ,
ՀԱՇՎԱՐԿՄԱՆ ԵՐԿՈՒ ԱՆԿՈՐԻԹՄՆԵՐԻ ՀԵՏՋՈՏՈՒԹՅՈՒՆԵՐԸ

Ա մ փ ո փ ո Վ Մ

Շարադրված են $\frac{\partial \pi}{\partial P_m}$, $\frac{\partial \pi}{\partial Q_m}$, $\frac{\partial y}{\partial P_m}$ և $\frac{\partial y}{\partial Q_m}$ մասնավոր ածանցյալների շղթիա հաշվարկման հրկու տարրեր ալգորիթմներ, Այսպես՝ = և Վ — համապատասխանաբար ահաի և սեակաիվ կորուստներն են, իսկ P և Q — էներգասխառնի տեղակալման սխեմային համարժեք բաղձարևեռի ղեկերաստորայի և բեռնվածքային հանդույցների ուժիմների պարամետրներն են:

ՔՀՄ — ի վրա այդ ալգորիթմները իրականացնող ծրագրերով կատարված հաշվարկի օրինակները տվել են ամբողջությամբ համընկնող արդյունքներ: Ծրագրերի վերլուծությունը ջույց է տալիս, որ գործնական հաշվարկների համար նախընտրելի է այդ ալգորիթմներից առաջինի վրա ՚իմնված ծրագիրը: Հոդվածում բերված են մեկ խնդրի լուծման արդյունքները, իրականացված «Հրադղան-2» ՔՀՄ-ի վրա:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Адоиц Г. Т. Многополюсник. Изд-во АН Арм. ССР, 1965.

ЭНЕРГЕТИКА

С. В. ШАХВЕРДЯН, Г. А. БУРНАЧЯН, Р. Р. ОВАКИМЯН

ОПТИМИЗАЦИЯ СУТОЧНЫХ РЕЖИМОВ ГИДРОТЕПЛОВЫХ
 ЭНЕРГОСИСТЕМ С УЧЕТОМ КОЛЕБАНИЙ УРОВНЕЙ
 НИЖНЕГО БЬЕФА ГЭС

При оптимизации режимов энергосистем, имеющих в своем составе низконапорные гидростанции, необходим соответствующий учет колебаний уровня нижнего бьефа ГЭС, так как они порой, достигая нескольких метров, могут оказать заметное влияние на экономичность работы станций системы. Рассматривается энергетическая система, состоящая из m ТЭС и n ГЭС. При этом на некоторых ГЭС необходим учет колебаний уровня нижнего бьефа.

В качестве критерия оптимальности принят минимум стоимости расходуемого топлива по системе за рассматриваемый период с соблюдением в каждый момент времени условия баланса мощностей, т. е.

$$\int_{t_0}^T C(N_{T1}, \dots, N_{TS}) dt = \min; \quad (1)$$

$$\sum_{s=1}^m N_{TS} + \sum_{a=1}^n N_{Ga} = N_c, \quad (2)$$

где C — стоимость расходуемого топлива в единицу времени;

N_c — суммарная активная нагрузка системы;

$N_{Ga}(Q_a, Y_a)$ — мощность a -ой гидростанции $a = 1, 2, \dots, n$;

N_{TS} — мощность s -ой теплостанции $s = 1, 2, \dots, m$;

Q_a — расход воды через турбины a -ой гидростанции;

Y_a — напор на a -ой гидростанции.

Проведенные рядом авторов [1, 2, 3] и нами исследования показали, что нестационарный процесс в нижнем бьефе ГЭС можно описать выражением, полученным путем приближенного решения уравнений Сен-Венана. Выведенное нами выражение для Z_i , которое несколько отличается от [3], имеет вид:

$$Z_i = Z_{i-1} + (Z_{i-1} - Z_{i-1}^c) e^{-\omega} + (Z_i^c - Z_{i-1}^c) \epsilon(t), \quad (3)$$

где Z_{i-1} , Z_i — соответственно уровни воды нижнего бьефа в $i-1$ и i интервалах при нестационарном режиме;

Z_{i-1}^c , Z_i^c — соответственно уровни воды нижнего бьефа в $i-1$ и i интервалах при стационарном режиме;

$k(t)$, $e^{-\alpha(t)}$ — переменные во времени коэффициенты, характеризующие начальный скачок расхода воды и процесс затухания.

Коэффициенты k и α определяются опытным путем. Проведенные расчеты по Волжской ГЭС им. XXII съезда КПСС показали, в целом, близкое совпадение натурных кривых изменения уровня нижнего бьефа с кривыми, полученными по (3).

Если в качестве параметров состояния энергосистемы принять величины Q_a , Y_a , N_{1a} , то оно опишется некоторым вектором \bar{M} . Возможность варьирования компонентами вектора \bar{M} в определенных пределах, не нарушая ограничений, накладываемых на них, делает всю энергосистему управляемой. Это позволяет предъявить к режимам работы электростанций системы, кроме требования допустимости, т. е. удовлетворения условиям бесперебойности и расходования ГЭС в течение цикла регулирования заданного количества воды, дополнительное требование — оптимальности. Отсюда вытекает, что в каждый момент времени необходимо выбрать значения параметров состояния системы, т. е. компоненты вектора \bar{M} таким образом, чтобы удовлетворялись условия (1), (2). Для обеспечения процесса алгоритмизации предварительно известными методами строится эквивалентная расходная характеристика тепловой подсистемы. Тогда компонентами вектора \bar{M} будут Q_a , Y_a , N_a ($a = 1, 2, \dots, n$).

В качестве математического аппарата для решения рассматриваемой задачи используется метод динамического программирования. Если дискретизировать задачу, т. е. рассматриваемый период времени (сутки) разделить на r интервалов малой величины, то задача сводится к минимизации некоторой функции:

$$C(\bar{X}_1, \bar{X}_2, \dots, \bar{X}_r; \bar{Y}_1, \bar{Y}_2, \dots, \bar{Y}_r) = \sum_{i=1}^r \varphi_i(\bar{X}_i, \bar{Y}_i), \quad (4)$$

$$\text{при ограничениях } \begin{cases} \bar{X}_1 + \bar{X}_2 + \dots + \bar{X}_r = \bar{X}; \\ \bar{X}_i > 0, \end{cases} \quad (5)$$

где \bar{X}_i , \bar{Y}_i — соответственно векторы с компонентами

$$[\bar{X}_1, \bar{X}_2, \dots, \bar{X}_r]_i, [\bar{Y}_1, \bar{Y}_2, \dots, \bar{Y}_r]_i;$$

X_i — расход воды через турбины ГЭС за i -ый час;

Y_i — напор на гидростанциях в i -ый час.

Для каждой ГЭС напор в i -ый час $Y_i = Y_0 - Z_i$, где $Y_0 = \text{const}$, Z — соответственно уровни верхнего и нижнего бьефов. Очевидно, что параметр Y_i не является независимым переменным, т. к. его значения определяются во времени, согласно принятого решения $\bar{X}_i(t)$, т. е. $Y_i(\bar{X}_{i-1}, \bar{X}_i)$. В этом случае при рассмотрении решения, как многостадийного процесса, минимальное значение функции C зависит от числа стадий и величины \bar{X} .

Вводя последовательность функций

$$R_i(\bar{X}) = \min_{\{\bar{x}_i\}} C(\bar{X}_1, \bar{X}_2, \dots, \bar{X}_i; \bar{Y}_1, \bar{Y}_2, \dots, \bar{Y}_i), \quad (6)$$

где минимум функции берется по области значений \bar{X}_i (5) и, используя принцип оптимальности динамического программирования [4], получим следующие рекуррентные соотношения:

при одностадийном процессе

$$R_1(\bar{L}) = \min_{\bar{0} < \bar{x} < \bar{L}} C_1(\bar{X}_1, \bar{Y}_1) = \varphi_1(\bar{X}_1, \bar{Y}_1), \quad \bar{0} \leq \bar{L} \leq \bar{X}. \quad (7)$$

При i стадийном процессе

$$R_i(\bar{L}) = \min_{\substack{\bar{0} < \bar{x}_i < \bar{L} \\ \bar{x}_i = \bar{x}_i^{opt}}} [\varphi_i(\bar{X}_i, \bar{Y}_i) + R_{i-1}(\bar{L} - \bar{X}_i, \bar{X}_{i-1})], \quad (8)$$

где \bar{L} — вектор с компонентами $[\bar{L}_1, \bar{L}_2, \dots, \bar{L}_n]$;

$R_i(\bar{L})$ — минимальная стоимость расходуемого топлива за i стадий;

$\varphi_i(\bar{X}_i, \bar{Y}_i)$ — стоимость расходуемого топлива на i -ой стадии, $i=2, 3, \dots, n$.

При решении рассматриваемой задачи необходимы: график нагрузки энергосистемы, эквивалентная расходная характеристика тепловой подсистемы, расходные характеристики гидростанций, объемы воды, подлежащие использованию каждой ГЭС в течение суток, зависимость уровня нижнего бьефа от расхода воды в стационарном режиме, расход воды через гидростанцию и неустановившийся уровень нижнего бьефа за последний час предыдущих суток, и уровень верхнего бьефа ГЭС. Последние три данные необходимы для ГЭС, на которых предусматривается учет нестационарных процессов в нижнем бьефе.

Так как непосредственное решение рассматриваемой задачи не возможно ввиду ее многомерности, то оно выполняется посредством рекуррентных соотношений (7), (8), полученных на основе динамического программирования, в сочетании с методом циклической диспетчеризации, сущность которого заключается в следующем. Для всех гидростанций, кроме одной, допустим n -ой, фиксируются режимы их работы с удовлетворением условия расходования заданного количества воды на каждой из них. Для этой гидростанции на основании (7), (8) определяется оптимальный режим работы и стоимость расходуемого топлива по системе. Далее, переходя к $(n-1)$ -ой гидростанции, фиксируя режим n -ой гидростанции и всех остальных, снова для $(n-1)$ -ой гидростанции определяется оптимальный режим работы и стоимость расходуемого топлива по системе и т. д. Таким образом, каждый раз варьируя режимом одной ГЭС при фиксированных режимах остальных, все время улучшаются режимы работы станций системы, приближая их к оптимальному. Расчет в такой последовательности продолжается до тех пор, пока процесс сойдется.

Так как при циклической диспетчеризации каждый раз оптимизируется режим работы одной ГЭС с эквивалентной теплостанцией, то задача намного упрощается, т. к. становится одномерной и решается в следующей последовательности.

1. Рассматриваемый период T делится на 24 часовых интервалов.

2. По расходной характеристике ГЭС устанавливается возможный предел изменения часовых расходов воды и делится на l частей с шагом ΔX .

3. Для $l=1$ часу по начальному (минимальному) значению часового расхода воды согласно (3) определяются Z и соответственно Y .

4. Имея величину напора и значение часового расхода воды, по соответствующей расходной характеристике определяется мощность гидростанции N_T .

5. По уравнению (2), имея N_T , устанавливается N_T^* , где N_T^* должно удовлетворять условию

$$N_T^{\min} \leq N_T^* \leq N_T^{\max}. \quad (9)$$

6. Если $N_T^* < N_T^{\max}$ переходим к следующему значению часового расхода, принимая его за начальное, и снова, согласно пунктам 3, 4, 5, определяем Y , N_T , N_T^* . Расчет в такой последовательности продолжается до $N_T^* = N_T^{\min}$. Те значения часовых расходов воды, при которых $N_T^* > N_T^{\max}$ отбрасываются и в дальнейшем не фигурируют. Объемы воды, соответствующие равенствам $N_T^* = N_T^{\max}$ и $N_T^* = N_T^{\min}$ являются минимальными и максимальными значениями часовых расходов воды, в пределах которых возможно оптимальное распределение.

7. Для значений N_T^* по эквивалентной расходной характеристике тепловой подсистемы определяются соответствующие им стоимости топлива. Таким образом, для всех X_T ($x=1, 2, \dots, l, l+1$) и соответствующих Y , имеем значения $C_x = C(X_T, Y)$ за первый час.

8. Далее приходим к l , равному второму ($l=2$) часу.

9. Для всех значений часовых расходов воды за второй час X_T ($\beta=1, 2, \dots, \beta \leq l-1$) при фиксированном начальном расходе X_1 ($\alpha=1$) за первый час, при котором $N_T^* = N_T^{\max}$ в соответствии с п. 3-6 определяются Y_2 , N_{T2}^* и N_{T2} .

10. Затем переходим к следующему фиксированному значению расхода воды X_2 ($\alpha=2$) за час и снова определяем Y_2 , N_{T2}^* и N_{T2} и т. д. для всех значений X_2 ($\alpha=3, 4, \dots, l, l+1$).

11. Для всех значений N_T^* по эквивалентной расходной характеристике определяются стоимости расходуемого топлива за второй час, т. е. $\{C_{T\beta}\}$, где каждый элемент матрицы является функцией X_2 и Y_2 .

12. На основании рекуррентного соотношения (7) для всех значений L в пределах возможных часовых расходов за 2 часа вычисляем функцию $R_2(L)$, которая вместе с X и Y запоминается, и переходим к 3 часу.

13. Для всех значений часовых расходов воды за третий час X_3 ($\tau = 1, 2, \dots, \omega \leq l-1$) при фиксированных начальных расходах воды за предшествующие два часа в соответствии с п. п. 3 + 6 определяются Y_3, N_{T3} и N'_{T3} .

14. Согласно п. 11 определяются стоимости расходуемого топлива за 3 часа.

15. Имея результаты п. 14 и $R_2(L)$ для всех значений L в пределах возможных часовых расходов воды за 3 часа определяются значения функции $R_3(L)$ и соответствующие им X и Y .

Расчет в указанной последовательности продолжается до $l = 24$ ч.

Имея $R_{24}(L)$ для заданного $X=L$ по рекуррентным соотношениям „ходом назад“, последовательно определяются $X_{24}, Y_{24}, X_{23}, Y_{23}, \dots, X_1, Y_1$, а по расходным характеристикам ГЭС соответствующие им $N_{ГЭС24}, N_{ГЭС23}, \dots, N_{ГЭС1}$. Имея мощности ГЭС для каждого часа, по уравнению (2) определяются $N_{ГЭС24}, N_{ГЭС23}, \dots, N_{ГЭС1}$. Для тех гидростанций, на которых не учитываются колебания уровня нижнего бьефа, все расчеты, связанные с определением часовых напоров, не должны выполняться.

На основе данного алгоритма для конкретной энергосистемы, состоящей из группы тепловых станций и одной мощной низконапорной ГЭС, составлена программа на «Урал-3», блок-схема которой представлена на рис. 1.

ПА-12101

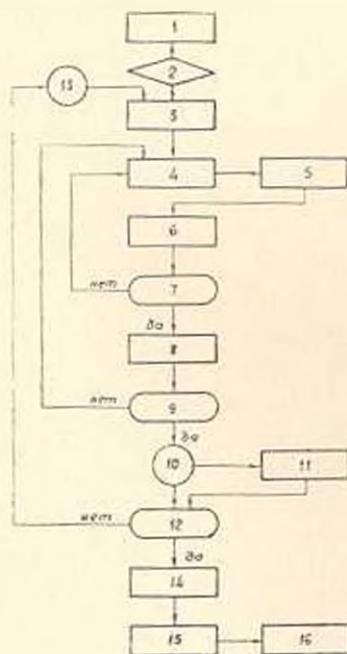
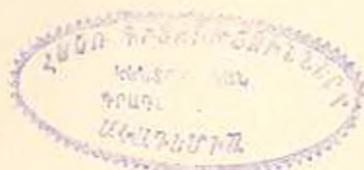


Рис. 1.



Результаты расчетов при учете нестационарных процессов в нижнем бьефе ГЭС и при $Y = \text{const}$ по сравнению с фактическим распределением
2. ТН, № 6.

системных нагрузок показывают, что экономия топлива получается соответственно 0,42% и 0,34%.

Режим при постоянном напоре был подсчитан следующим образом. По данным фактического распределения нагрузок находится средневзвешенный напор на ГЭС. Затем производится оптимальное распределение нагрузок при заданном объеме используемой воды за сутки и находятся часовые расходы воды. По полученным часовым расходам определяются уровни нижнего бьефа и новое значение средневзвешенного напора. Расчеты в такой последовательности продолжают до тех пор, пока значения часовых расходов воды в двух последних итерациях остаются неизменными.

В ы в о д ы

1. Метод динамического программирования в сочетании с циклической диспетчеризацией позволяет для нескольких ГЭС в процессе оптимизации сравнительно легко учесть изменения напора, обусловленные нестационарным процессом в нижнем бьефе.

2. Так как расчеты по оптимизации режимов сложных энергосистем, особенно при учете нестационарных процессов в нижнем бьефе некоторых ГЭС, очень трудоемки, то большое внимание должно быть уделено вопросам выбора шага квантования и сокращения трудоемкости вычислений.

Приложение. Описание функций операторов:

1. Ввод исходной информации.
2. Засылка единицы в ячейку i хранения номера часа.
3. Выбор нижнего предела расхода воды за каждый час.
4. Определение всевозможных часовых расходов воды с шагом ΔX .
5. Определение уровня нижнего бьефа Z_i и напора Y_i .
6. Определение мощностей ГЭС.
7. Логический оператор проверки условия (9).
8. Оператор нахождения $C_{1, 2, \dots, 24}$.
9. Логический оператор по соблюдению условия $N_i = N_i^{\min}$ и одновременного обеспечения вычисления крайних значений Y_i, N_{i1}, N_{i2} (при выполнении условия (9) для всех i).
10. Логический оператор: при условии $i=1$ управление передает к оператору 12, а при $i>1$ — передает к оператору 11.
11. Выполнение уравнений (7) и (8).
12. Логический оператор по вычислению п. 15.
13. Оператор, содержащий значение $R_i(L)$ ($i=1, 2, \dots, 24$).
14. Оператор по выполнению п. 16.
15. Вычисление N_i, Y_i, N_{i1}, N_{i2} «ходом назад» при выбранном расходе воды за сутки по $R_i(L)$.
16. Остановка.

Ա. Վ. ՇԱՀՎԵՐԳՅԱՆ, Հ. Ա. ԲՈՒՌՆԱԶՅԱՆ, Ռ. Ռ. ՀՈՎԱԿԻՄՅԱՆ

**ՀԻԳՐՈՋԵՐՄԱՅԻՆ ԷՆԵՐԳԱՀԱՄԱԿԱՐԳՆԵՐԻ ՕՐԱԿԱՆ ՌԵԺԻՄՆԵՐԻ
ՕՊՏԻՄԱԼԱՑՈՒՄԸ ՀԷԿ-ԵՐԻ ՆԵՐՔԻՆ ԲՅԵՅԻ ՄԱԿԱՐԳԱԿՆԵՐԻ
ՏԱՏԱՆՈՒՄՆԵՐԻ ՀԱՇՎԱՌՄԱՄԸ**

Ա մ փ ո փ ու մ

Հողվածում արված է շերմակայաններից և հիդրակայաններից բաղկացած բարդ համակարգերի աշխատանքի ռեժիմների օպտիմալացման լուծումը, այն դեպքում, երբ հաշվի են առնվում համակարգի մեջ մտնող սրոշ ՀԷԿ-երի ներքին բյեֆի մակարդակների ոչ ստացիոնար պրոցեսները:

Խնդիրը լուծվում է դինամիկ ծրագրման ապարատի հիման վրա՝ կապակցված աստիճանական մոտեցման մեթոդի հետ (ցիկլիկ դիսպետչերացում):

Բերված է մերինայական ծրագրի բլոկ-սխեման և լուծված է խնդիր կոնկրետ էներգահամակարգի համար: Ցույց է արված ՀԷԿ-երի ներքին բյեֆներում ոչ ստացիոնար պրոցեսների ազդեցության էֆեկտը համակարգի օպտիմալ ռեժիմի վրա՝ չամոմատած հաստատուն ձևշման և համակարգի բևեռների փաստացի բաշխման դեպքերի հետ:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. *Картвеллишвили Н. А.* Влияние колебаний уровня нижнего бьефа ГЭС на оптимальный режим энергосистемы. Изв. АН СССР, ОТИ, Энергетика и автоматика, № 5, 1961.
2. *Лось Б. М.* Приближенный метод расчета уровней в нижних бьефах ГЭС при суточном регулировании. Труды МЭИ, вып. V, 1950 (Гидроэнергетика)
3. *Горнштейн В. М.* Наиболее выгодные режимы работы гидроэлектростанции в энергетических системах. Госэнергоиздат, 1959.
4. *Белсман Р., Дрейфус С.* Прикладные задачи динамического программирования. Изд. «Наука», 1965.

МАШИНОСТРОЕНИЕ

Р. П. ДЖАВАХЯН, Э. Л. ДЖАВАДЯН

КРИВИЗНА ШАТУННЫХ КРИВЫХ

В технике все чаще применяются механизмы, основанные на свойствах шатунных кривых плоских четырехзвенных механизмов. В [1, 2] показано, что шатунные кривые могут быть использованы также для профилирования кулачков. В трехзвенных кулачковых механизмах шатунами кривыми можно профилировать участки профиля, соответствующие движению толкателя [2], а в шатуно-кулачковых механизмах — как участки, соответствующие выстоек толкателя [3, 4], так и весь профиль кулачка [1]. На рис. 1, а показана схема шатуно-

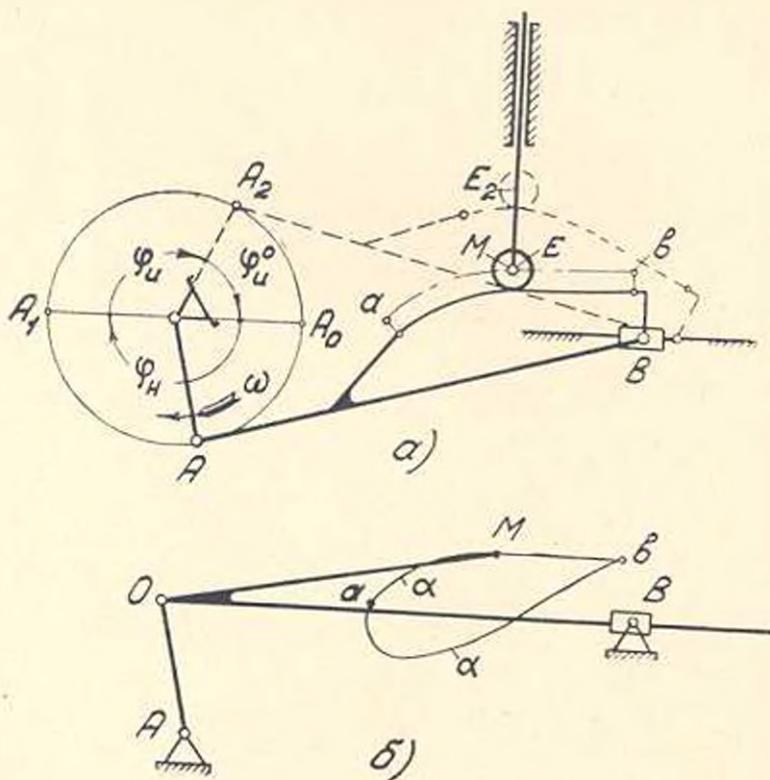


Рис. 1.

но-кулачкового механизма, в котором кулачок жестко связан с шатуном кривошипно-ползунного механизма и профилирован дугой ab шатунной кривой ax точки M обращенного кулисного механизма (рис.

1, б). При повороте кривошипа на угол 180° из положения OA_0 в положение OA_1 (рис. 1, а) центральной профиль ab кулачка огибает неподвижную точку M , и толкатель, вследствие совпадения центра E ролика с точкой M , имеет высоту в нижнем положении. При дальнейшем повороте кривошипа до полного оборота профиль кулачка работает вторично, вызывая при этом обратное движение толкателя. Участок профиля кулачка, очерченный дугой шатуновой кривой, можно обрабатывать кинематическим способом. Для этого необходимо центр фрезы радиуса ролика совместить с точкой M , а подачу заготовки, закрепленной на шатуне AB , осуществить поворотом кривошипа из положения OA_0 в положение OA_1 .

В связи с вышесказанным задача определения радиусов кривизны шатуновых кривых возникает не только при проектировании шарнирно-рычажных механизмов, предназначенных для движения ведомого звена с остановкой, но и при расчете на прочность ролика и кулачка, профилированного шатуновой кривой. Задача определения радиусов кривизны шатуновых кривых рассмотрена в работах [5, 6, 7], однако существующие аналитические методы громоздки [6] и требуют вычисления значений большого числа промежуточных параметров.

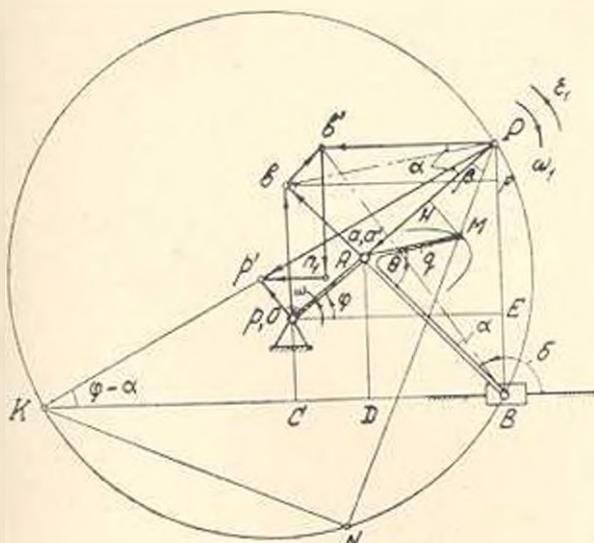


Рис. 2.

В статье предлагается общая методика определения радиусов кривизны шатуновых кривых плоских четырехзвенных механизмов. Радиус кривизны ρ траектории шатунной точки M (рис. 2) определяется по известной формуле

$$\rho = \frac{(MP)^2}{MN} \quad (1)$$

где $MP = r$ — мгновенный радиус вращения шатунной точки M , MN — расстояние по нормали MP от шатунной точки M до поворотной

окружности. Здесь и далее все линейные размеры механизмов отнесены к длине кривошипа (т. е. длина кривошипа $OA = 1$). Подставляя значение $MN' = d \cdot \cos(\alpha + \beta) - r$, получим

$$\rho = \pm \frac{r^2}{d \cdot \cos(\alpha + \beta) - r}, \quad (2)$$

где $d = PK$ — диаметр поворотной окружности, $\alpha + \beta$ — угол, координирующий полярный луч точки M относительно нормали PK к центроидам. Нижний знак соответствует случаю, когда точка M находится вне поворотной окружности. Найдем значения параметров d , α , r и β , входящих в формулу (2), для четырехзвенных механизмов. Для определения диаметра поворотной окружности необходимо найти ускорение мгновенного центра скоростей P шатуна AB , которое будет направлено по нормали PK к центроидам. Для удобства план ускорений построим из полюса P (рис. 2—4) в масштабе

$$\mu_a = \omega \cdot |\omega_1|, \quad (3)$$

где $\omega = \text{const}$ и ω_1 — угловые скорости вращения кривошипа и шатуна. В рассмотренных механизмах принято $\omega > 0$, $r_1 = 1$.

Векторный треугольник AOb представляет собой план повернутых скоростей (в масштабе $\mu_v = \omega$). Легко убедиться, что при принятом масштабе (3) ускорение \bar{a}_A изображается вектором \overline{PA} , а ускорение $\bar{a}_{B_A}^n$ вектором \overline{Ab} повернутой относительной скорости V_{BA} плана скоростей (так как $\bar{a}_A = \omega^2 \cdot OA = \omega \cdot |\omega_1| \cdot AP$ и $\bar{a}_{B_A}^n = \omega_1^2 \cdot AB = \omega \cdot |\omega_1| \cdot Ab$). Тогда для определения ускорения \bar{a}_B ползуна кривошипно-ползунного механизма (рис. 2) достаточно из точек P и b провести соответственно направления ускорений \bar{a}_B и $\bar{a}_{B_A}^n$ до пересечения в точке b' . При принятом масштабе корнолисово ускорение в кулисном механизме (рис. 3) изображается вектором $\overline{Pk} = 2 \cdot \overline{Ob}$ (так как $\alpha_k = 2 \cdot |\omega_1| \cdot \omega \cdot Ob$) и для нахождения ускорения точки B шатуна достаточно из точек b и k провести направления ускорений $\bar{a}_{B_A}^n$ и \bar{a}_k до пересечения в точке b' . В шарнирном четырехзвезднике (рис. 4) для нахождения масштабного значения Pn ускорения \bar{a}_B^t нужно из точки b провести линию bn параллельно оси коллинеации PQ . В самом деле, имеем

$$Pn = \frac{\omega_2^2 \cdot R}{\omega \cdot |\omega_1|}, \quad (4)$$

где R и ω_2 — соответственно относительная длина и угловая скорость коромысла BC . Подставляя в (4) значение $\omega_2 \cdot R = |\omega_1| \cdot PB$ и имея в виду, что $\omega_2 : \omega = QO : QC = Qb : QB$, получим $Pn : PB = Qb : QB$, следовательно, $bn \parallel QP$. Ускорение точки B находим, проведя из точек b и n соответственно направления касательных ускорений $\bar{a}_{B_A}^n$ и \bar{a}_B^t до пересечения в точке b' . Ускорение полюса P можно найти методом подобия или же откладывая из точек a' и b' векторы $\bar{a}_P = \overline{a'p}$ и $\bar{b'n}_1 =$

$= \overline{bp}$ (рис. 2—4), изображающие в принятом масштабе (3) относительные ускорения $\overline{a_{pA}^n}$ и $\overline{a_{pB}^n}$ и проведя из точек p и n_1 направления относительных касательных ускорений $\overline{a_{pA}^t}$ и $\overline{a_{pB}^t}$ до пересечения в точке p' . Нормаль к центроидам будет направлена по линии Pp' . Таким образом, масштаб (3) позволяет построить планы ускорений четырехзвенных механизмов без предварительного вычисления масштабных значений относительных нормальных и корнолисовых ускорений.

Значение угла α , координирующего нормаль PK к центроидам относительно оси PO кривошипа, найдем из $\Delta Ppp'$ (рис. 2—4). Имеем $\operatorname{tg} \alpha = pp' / (pA + AP)$ или подставляя значения $pp' = -AP|\varepsilon_1|/\omega_1$ и $pA = -AP\omega_1/\omega$, получим

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{|\varepsilon_1|}{\omega_1(\omega_1 - \omega)} \quad (5)$$

где ε_1 — угловое ускорение шатуна. Эта формула связывает кинематические параметры движения шатуна четырехзвенного механизма с углом $\alpha = \angle OPp'$ между кривошипом и нормалью к центроидам. Положение последней определяется поворотом вокруг полюса P против углового ускорения ε_1 луча PO на угол $\alpha < 180^\circ$.

Диаметр поворотной окружности можно найти по известной формуле

$$d = \frac{a_p}{\omega_1^2}, \quad (6)$$

которая после подстановки значений $a_p = \omega_1 \omega_1 \cdot Pp'$, $Pp' = OP \cos \alpha$ и $OP = 1 + \left| \frac{\omega}{\omega_1} \right|$ с учетом знаков угловых скоростей принимает вид

$$d = \frac{\omega}{\omega_1} \left(1 - \frac{\omega}{\omega_1} \right) \frac{\operatorname{sign} \omega_1}{\cos \alpha}. \quad (7)$$

Значения параметров r и β находим из следующих выражений имея в виду, что $\angle PAM = \pi - \delta + \varphi - \theta$ и $AP = \left| \frac{\omega}{\omega_1} \right|$ (рис. 2);

$$r = \sqrt{q^2 + \left(\frac{\omega}{\omega_1} \right)^2 + 2 \cdot q \cdot \left| \frac{\omega}{\omega_1} \right| \cdot \cos(\delta - \varphi + \theta)} \quad (8)$$

$$\sin \beta = \frac{q}{r} \cdot \sin(\delta - \varphi + \theta),$$

где δ — угол наклона шатуна AB . Если положение точки M относительно шатуна определяется координатами $x = AT = q \cdot \cos \theta$ и $y = MT = q \cdot \sin \theta$ (рис. 4), то в формулы (8) подставляются значения $q = \sqrt{x^2 + y^2}$ и $\theta = \operatorname{arctg} y/x$. Формулы (5) — (8) справедливы для кривошипно-ползунного, кривошипно-кулисного и четырехшарнирного

механизмов. По ним можно найти значения необходимых для определения радиуса кривизны шатунной кривой параметров α , d , r , φ , если известны кинематические параметры движения шатуна (β , ω_1 и ε_1). Однако, более целесообразно иметь формулы, связывающие эти параметры с параметрами схемы механизма. Выведем такие формулы для четырехзвенных механизмов.

Кривошипно-ползунный механизм. Обозначим относительные размеры механизма (при $OA = 1$) соответственно через $AB = \lambda$ и $OC = e$. Тогда из $\triangle ABD$ (рис. 2) имеем

$$m = \lambda^2 - (e + \sin \varphi)^2, \quad (9)$$

где φ — угол, определяющий положение механизма, $m = DB$ — переменный параметр механизма. Найдем значения аналогов скорости ползуна $s' = V_B \omega$ и угловой скорости шатуна $\dot{\varphi} = \omega_2 \omega$. Из рисунка имеем $\dot{\varphi} = -OA/AP = -CD/DB$ или подставляя значения, получим

$$\dot{\varphi} = \frac{\omega_1}{\omega} = -\frac{\cos \varphi}{m}. \quad (10)$$

Из условия $\triangle BbC \sim \triangle BAI$ имеем $(OC + Ob):(CD + DB) = AI:DB$, или подставляя значения $Ob = s'$, $CD = \cos \varphi$ и $AI = e - \sin \varphi$, получим

$$s' = \sin \varphi + \frac{e - \sin \varphi}{m} \cos \varphi. \quad (11)$$

Легко убедиться, что $\triangle Ppp' \sim \triangle Bbb'$ и $\angle bBb' = \alpha$. Из рис. 2 следует, что точки P , B , b и b' лежат на окружности диаметра Bb' . Следовательно, $\angle bBb' = \angle bPb' = \alpha$ и из $\triangle bPF$ имеем $\operatorname{tg} \alpha = PF/bF$, или подставляя значения $PF = PB = s' - e$, $bF = CB = m + \cos \varphi$ и имея в виду, что

$$PB = -\frac{V_B}{\omega_1} = -\frac{s'}{\dot{\varphi}} \quad (12)$$

с учетом (10), (11) и знаков угловых скоростей получим

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{(e + \sin \varphi) \cos \varphi - m^2 \operatorname{tg} \varphi}{m(m + \cos \varphi)} \cdot \operatorname{sign} \omega_1. \quad (13)$$

Формула (7) для определения диаметра поворотной окружности с учетом (10) принимает следующий вид

$$d = -\frac{m(m + \cos \varphi)}{\cos^2 \varphi} \cdot \frac{\operatorname{sign} \omega_1}{\cos \alpha}. \quad (14)$$

Значение диаметра d можно найти также по другому. Из условия $\overline{V_B} \perp \overline{a_B}$ следует, что точка B принадлежит поворотной окружности, следовательно, полюс поворота K находится в точке пересечения направлений векторов $\overline{a_P}$ и $\overline{V_B}$. Тогда из $\triangle KPB$ имеем $PB = d \cdot \sin(\varphi - \alpha)$, откуда с учетом (10–12) получим

$$d = -\frac{e + \sin \varphi + m \cdot \operatorname{tg} \varphi}{\sin(\varphi - \alpha)} \cdot \operatorname{sign} \omega_1$$

Подставляя в (8) значения $\cos \delta = -m/l$ и $\sin \varphi = (e + \sin \varphi)/l$, полученные из $\triangle ABD$ с учетом (10), получим формулы

$$r = \sqrt{q^2 + \frac{2mq}{l \cdot |\cos \varphi|} \left[\frac{m}{2q \cdot |\cos \varphi|} - m \cdot \cos(\varphi - \theta) - (e + \sin \varphi) \cdot \sin(\varphi - \theta) \right]}$$

$$\sin \beta = \frac{q}{r \cdot l} \cdot [m \cdot \sin(\varphi - \theta) + (e + \sin \varphi) \cdot \cos(\varphi - \theta)]$$

для определения значений мгновенного радиуса вращения r шатуновой точки M кривошипно-ползунного механизма и угла β — координирующего r относительно оси OP кривошипа.

Кулисный механизм. Для кулисного механизма значение угла α найдем из $\triangle bBb'$ (рис. 3). Имеем $\operatorname{tg} \alpha = bb'/bB$ или подставляя значе-

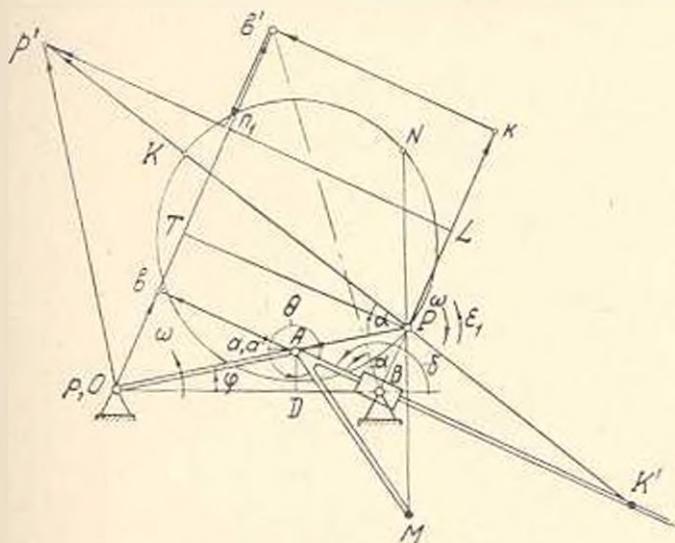


Рис. 3.

ние $bb' = 2 \cdot OB + Tb = OT + Ob$ и имея в виду, что $\angle OPT = \pi - \delta + \varphi$, получим

$$\operatorname{tg} \alpha = \operatorname{tg}(\varphi - \delta) - \operatorname{tg} \delta. \quad (15)$$

Подставляя в (15) значение $\operatorname{tg} \delta = -\sin \varphi / (f - \cos \varphi)$, найденное из $\triangle ABD$ после преобразований, получим

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{(f^2 - 1) \cdot \sin \varphi}{(f - \cos \varphi)(f \cos \varphi - 1)},$$

где f — относительный размер стойки OB .

Из рис. 3 имеем $\omega_1(-\omega_1) = AB:Ab = -AB:\cos(\delta - \varphi)$ или подставляя значения

$$\sin \delta = \frac{\sin \varphi}{n}, \quad \cos \delta = \frac{\cos \varphi - f}{n} \quad (16)$$

и

$$n = AB = \sqrt{1 + f^2 - 2f \cdot \cos \varphi} \quad (17)$$

найденные из $\triangle OAD$, $\triangle ABD$ и $\triangle OAB$, получим

$$\frac{\omega}{\omega_1} = \frac{1 - f^2 - 2f \cdot \cos \varphi}{1 - f \cdot \cos \varphi} \quad (18)$$

Формула (7) для определения диаметра поворотной окружности с учетом (20) принимает вид:

$$d = \frac{f(\cos \varphi - f)(1 + f^2 - 2f \cos \varphi)}{(1 - f \cos \varphi)^2 \cos \alpha} \operatorname{sign} \omega_1$$

Из условий $\triangle Pp'L \sim \triangle PK'B$ и $\triangle ObA \sim \triangle ABP$ имеем $PK' : Pp' = PB : PL = PB : Ob = AP : AO = |\omega : \omega_1|$, или имея в виду, что $Pp' = a_p / |\omega| |\omega_1|$ с учетом (6), получим $PK' = d$. Однако, точка K' не является полюсом поворота, так как $\overline{PK'} \perp \overline{a_p}$. Точку K можно найти из условия $\overline{PK} = -\overline{PK}'$. Формулы (8) для определения параметров r и β с учетом (16)–(18) принимают вид

$$r = \sqrt{q^2 + \frac{2 \cdot q \cdot n}{|f \cdot \cos \varphi - 1|} \left| \frac{n^2}{2q |f \cos \varphi - 1|} + \cos \theta - f \cos (\varphi - \theta) \right|}$$

и

$$\sin \beta = \frac{q}{r \cdot n} \cdot [\sin \theta + f \cdot \sin (\varphi - \theta)]$$

где значение параметра n определяется по формуле (17).

Шарнирный четырехзвеник. Из рис. 4 следует, что точки n , B , b , и b' лежат на окружности диаметра Bb' . Следовательно,

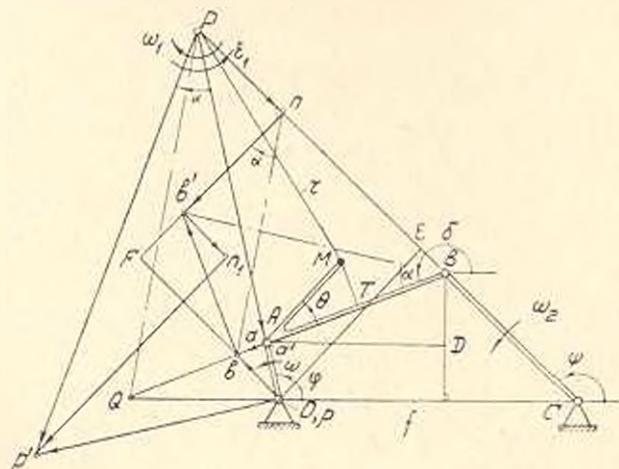


Рис. 4.

$\angle bnb' = \angle BBb' = \alpha$ и из $\triangle Fnb$ имеем $\operatorname{tg} \gamma = Fb / \Gamma n$, или подставляя значения $Fb = PE = Ob = Pn$, $PE = OE \operatorname{ctg} (\psi - \tau)$, $Ob = \omega_2 R / \omega$ и $Fn = OE = f \cdot \sin \delta$ с учетом (4) и знака ω_1 , получим

$$\operatorname{tg} \alpha = \operatorname{ctg}(\psi - \varphi) - \frac{\omega_0 \cdot R}{\omega \cdot f \cdot \sin \varphi} \left(1 - \frac{\omega_0}{\omega_1} \right), \quad (19)$$

где R и f — соответственно относительные длины коромысла и стойки. Для угловых скоростей шатуна и коромысла имеем

$$\omega_1 = \frac{\omega}{AP}, \quad \omega_2 = \frac{\omega_0 \cdot PB}{R} = \frac{\omega \cdot PB}{R \cdot AP}. \quad (20)$$

Из $\triangle OPC$ имеем

$$AP = \frac{\omega}{\omega_1} = \frac{f \cdot \sin \psi}{\sin(\psi - \varphi)} - 1, \quad PB = \frac{f \cdot \sin \varphi}{\sin(\psi - \varphi)} - R. \quad (21)$$

Формулы (19) и (7) с учетом (20), (21) и знаков угловых скоростей соответственно принимают вид

$$\operatorname{tg} \alpha = - \left| \cos(\psi \pm \varphi) \pm \frac{\sin \varphi}{R \sin \psi} \cdot \frac{f \sin \varphi - R \cdot \sin(\psi \pm \varphi)}{f \sin \psi - \sin(\psi \pm \varphi)} \right| \cdot \frac{\operatorname{sign} \omega_1}{\sin(\psi \pm \varphi)};$$

$$d = \frac{f |\sin(\psi \pm \varphi) - f \sin \psi| \cdot \sin \psi}{\sin^2(\psi \pm \varphi)} \cdot \frac{\operatorname{sign} \omega_1}{\cos \alpha}.$$

где верхние знаки соответствуют случаю $(\omega_0/\omega_1) > 0$, нижние — $(\omega_0/\omega_1) < 0$, а значение угла ψ можно найти по функции $\psi = \psi(\varphi)$ положения четырехзвенника [8].

С учетом выражений $\sin \delta = (\sin \varphi - R \cdot \sin \psi)/\lambda$ и $\cos \delta = (\cos \varphi - f - R \cdot \cos \psi)/\lambda$, найденных из $\triangle ABD$, формулы (8) для четырехшарнирного механизма принимают вид

$$r = \sqrt{q^2 + \frac{2q}{\lambda} \left| \frac{\omega}{\omega_2} \right| \left| \frac{\lambda}{2q} \left| \frac{\omega}{\omega_1} \right| + \cos \theta - f \cdot \cos(\varphi - \theta) - R \cdot \cos(\psi - \varphi + \theta) \right|};$$

$$\sin \beta = \frac{q}{r} |\sin \theta + f \cdot \sin(\varphi - \theta) - R \cdot \sin(\psi - \varphi + \theta)|.$$

где λ — относительная длина шатуна, а значение $\left| \frac{\omega}{\omega_1} \right|$ определяется по формуле (21).

Элекростальский филиал
ВЗМИ, МАИ

Поступило 1.X.1969.

Н. Ф. ЗУБАКОВ, Е. Г. ЗУБАКОВ

ՇԱՐՈՒՄԵՆԻՎԱՅԻՆ ԿՈՐԵՐԻ ԿՈՐՈՒԹՅՈՒՆԸ

Ս. Վ Փ Ո Վ Ո Ւ Վ

Հարվածում գիտարկվում է հարթ բառողակ լծակային մեխանիզմների շարժաթևային կորերի կորույթյան շառավիղի որոշման խնդիրը Արածոված են ընդհանուր բանաձևեր շարժաթևային կորերի կորույթյան շառավիղի որոշման համար՝ երբ տրված են շարժաթևի շարժման կինեմատիկական պարամետրները կամ մեխանիզմի պարամետրներն ու գիրքը:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Hain K. Systematik und Umlauffähigkeit drei und mitgliedriger Kurvengetriebe. Konstruktion, 19, 10, 1967.
2. Janssen B. Symmetrisch Koppelkurve als Nockenprofil. Industrie-Anzeiger, 89, 34-1967.
3. Джавахян Э. Л. Шатунно-кулачковый механизм с большим углом размаха ведомого звена. Изв. АН Арм. ССР, серия технических наук т. XXI, 5, 1968.
4. Черкудинов С. А. Некоторые приложения метода обращения движения. Труды семинара по ТММ, т. 6, вып. 24, 1949.
5. Артоболевский И. И. Кривизна линейно огибающих шатуновых кривых. Труды семинара по ТММ; вып. 94, 1963.
6. Kraus R. A. Koppelkurvenbahnen, Berechnung der Krümmungshalbmesser und Spitzen beim Gelenkviereck. Konstruktion, 13, 2, 1961.
7. Lichtenheldt W. Zur Krümmung der Bahnen von Koppelpunkten. „Wiss z. Techn. Univ. Dresden“, 10, 6, 1961.
8. Баранов Г. Г. Курс теории механизмов и машин. Изд. „Машиностроение“, М., 1967.

М. Г. СТАКЯН, А. М. АВАНЕСОВ

ИССЛЕДОВАНИЕ ЭФФЕКТА НАЛОЖЕНИЯ НАДРЕЗОВ
 В ГАЛТЕЛЬНЫХ ПЕРЕХОДАХ ВАЛОВ

В статье рассматривается взаимодействие галтели с острым контурным надрезом, когда общее поле напряжения возле комбинированного надреза усиливается (эффект наложения надрезов) (рис. 1), имитируя при этом наличие дефектов механической обработки на поверхностях галтельных переходов валов. Исследование напряженного состояния возле наложенных надрезов, преимущественно, выполнялось

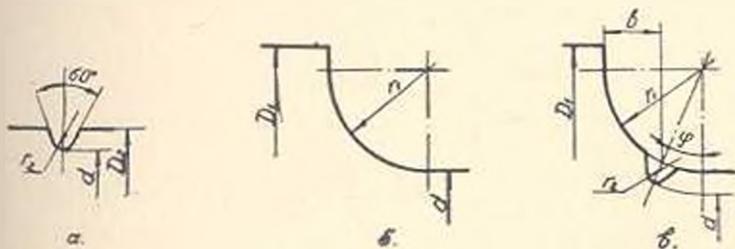


Рис. 1. Виды надрезов: а — контурный надрез, б — галтель, в — галтель-контурный надрез.

экспериментально и было связано со сравнительно сложными контурными условиями, затрудняющими отыскание соответствующей функции напряжения. В [1] приводится решение этой задачи методами теории упругости для надрезов, контуры которых очерчены, в частности, эллипсом и гиперболой. В [2] дана оценка изменения эффекта наложения и, исходя из принципов неполного суммирования максимальных напряжений составляющих надрезов, предложены зависимости для определения коэффициентов концентрации напряжений (ККН) и эффективных коэффициентов концентрации напряжений (ЭККН) комбинированных надрезов:

$$\alpha_{31,2} = \beta_1 \alpha_{31} + \alpha_{32}, \tag{1}$$

$$K_{1,2} = \frac{1}{\frac{1}{K_2} - \left(\frac{1}{K_1} - 1\right) \cdot \beta_2} \tag{2}$$

где $\alpha_{31,2}$; $K_{1,2}$ — ККН и ЭККН комбинированных надрезов;
 $\alpha_{31}(K_1)$; $\alpha_{32}(K_2)$ — ККН (ЭККН) основного и контурного надрезов;
 β_1, β_2 — коэффициенты эффективности наложения при статическом и циклическом нагружениях.

На рис. 2 значения контурных напряжений даны в числах полюсов m , т. е. $\sigma_{\text{конт}} = m \cdot \sigma_0^{(1,0)}$, где $\sigma_0^{(1,0)} = 12,4 \cdot 10^3 \frac{H}{м} \cdot \frac{1}{м}$ — оптическая постоянная материала ЭД-6М, из которого изготовлялись плоские модели валов, нагруженные при чистом изгибе [3]. Зона высокой напряженности галтели (рис. 2а) занимает сравнительно узкий сектор на

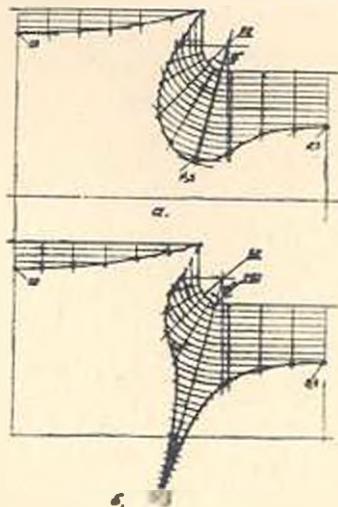


Рис. 2. Распределение контурных напряжений: а — для галтели; б — для комбинированного надреза.

ее основании; $\sigma_{\text{мин}}$ расположено в непосредственной близости от сопряжения галтели с цилиндрической частью вала, где чаще всего наблюдаются дефекты. Контурный надрез (рис. 2б) оказывает превалирующее влияние на эффект наложения и резко изменяет напряженность сечения, где действует $\sigma_{\text{макс}}$, в связи с чем эффект наложения зависит от взаимного расположения рассмотренных надрезов. Решение задачи имеет практический интерес, так как представляется возможным определить границу расположения надрезов, при котором их взаимное влияние исключается. Проводились циклические испытания цилиндрических образцов $d = 20$ мм из стали 45 в нормализованном состоянии ($\sigma_B = 673$ Мн/м², $\sigma_T = 419$ Мн/м²). В отличие от [4], при постоянных геометрических параметрах, контурный надрез от положения, обуславливающего максимальный эффект наложения, постепенно перемещался в сторону к гладкой части вала, что более соответствует реальным случаям наложения дефектов. Режим нагружения — совместное действие циклического изгиба и статического извлечения с постоянным отношением $\frac{\sigma}{\sigma_B} = 0,45$, характерный для стационарных режимов работы валов передаточных механизмов. Всего было проведено 6 серий опытов, по 15 образцов в каждой серии. База испытаний составляла $5 \cdot 10^6$ циклов нагружений. Результаты опытов обработаны согласно [5] и приведены в табл. 1.

Таблица 1

Серия опытов	Характеристики надрезов							Параметры и результаты циклических испытаний								
	вид надрезов	$\frac{D_1}{d}$	$\frac{D_2}{d}$	$\frac{r_1}{d} \cdot 10^3$	$\frac{r_2}{d} \cdot 10^3$	b мм	r^*	$S_a \cdot 10^3$	$S_N \cdot 10^3$	$\lg \bar{\sigma}$	$\lg \bar{N}$	r	\bar{m}_{30}	$S_m \cdot 10^3$	$S_{Nr} \cdot 10^3$	σ_{-1} Мн/м ²
1	Гладкие образцы							53	550	2,462	5,3786	-0,991	10,38	374	74	230
2	Рис. 1а	—	1,025	—	10	—	—	77	499	2,313	5,3727	-0,990	6,44	241	69	152
3	Рис. 1б	1,475	—	100	—	—	—	53	416	2,354	5,5579	-0,958	7,55	603	119	181
4	Рис. 1в	1,475	1,025	100	10	1,45	16	82	411	2,257	5,7601	-0,974	4,89	301	92	132
5						2,00	0	70	364	2,285	5,6581	-0,986	5,12	190	50	142
6						2,50	—	70	385	2,285	5,6337	-0,976	5,35	323	85	142

Полное изучение эффекта наложения предварительно связано с рассмотрением всех факторов, влияющих на ЭККН надразов. Ранее указывалось на зависимость этих величин от геометрических параметров и числа циклов [6]. Но в связи с естественным разбросом $\lg N$ значения ЭККН носят случайный характер, т. к. они представляют отношение пределов выносливости гладких и надрезанных образцов, подсчитанных с определенной вероятностью неразрушения $l(N)$. Предлагаемый способ вероятностной оценки расчетных значений ЭККН основан на использовании семейства кривых выносливости [5]; при этом статистические параметры с индексом K относятся к надрезанным образцам:

$$\lg N = -(\bar{m}_{50} + K_B \cdot S_m)(\lg \bar{\sigma} - \lg \bar{\sigma}) + (\lg \bar{N} + K_B \cdot S_{Nv}); \quad (3)$$

$$\lg N = -(\bar{m}_{50K} + K_B \cdot S_{mK})(\lg \bar{\sigma} - \lg \bar{\sigma}_K) + (\lg \bar{N}_K + K_B \cdot S_{NvK}). \quad (4)$$

где $\lg \bar{\sigma}$, $\lg \bar{N}$ — средне-вероятностные значения логарифмов напряжения и долговечности (координаты центра ряда распределения);

$\lg \bar{\sigma}$, $\lg \bar{N}$ — текущие значения логарифмов σ , N ;

$\bar{m}_{50} = r \cdot \frac{S_N}{S_\sigma}$ — коэффициент регрессии;

r — коэффициент корреляции ряда распределения;

S_σ , S_N — среднеквадратичные отклонения $\lg \sigma$, $\lg N$;

K_B — коэффициент вероятности неразрушения;

$S_m = \frac{S_N}{S_\sigma} \sqrt{\frac{1-r^2}{n}}$ — основное отклонение коэффициента регрессии;

n — число испытанных образцов;

$S_{Nv} = S_N \sqrt{1-r^2}$ — мера индивидуального рассеивания $\lg N$.

Значения расчетных пределов выносливости при фиксированных N и $l(N)$, согласно (3), (4), равны:

$$\lg \bar{\sigma}_{\text{пер}} = \frac{(\lg \bar{N} + K_B \cdot S_{Nv}) - \lg N}{\bar{m}_{50} + K_B \cdot S_m} + \lg \bar{\sigma}; \quad \lg \bar{\sigma}_{K \text{ пер}} =$$

$$= \frac{(\lg \bar{N}_K + K_B \cdot S_{NvK}) - \lg N}{\bar{m}_{50K} + K_B \cdot S_{mK}} + \lg \bar{\sigma}_K.$$

$$\lg K = \lg \bar{\sigma}_{\text{пер}} - \lg \bar{\sigma}_{K \text{ пер}} = \lg \frac{\bar{\sigma}_{\text{пер}}}{\bar{\sigma}_{K \text{ пер}}}.$$

$$\lg K = \left\{ \left| \frac{\lg \bar{N} + K_B \cdot S_{Nv}}{\bar{m}_{50} + K_B \cdot S_m} - \frac{\lg \bar{N} + K_B \cdot S_{NvK}}{\bar{m}_{50K} + K_B \cdot S_{mK}} \right| + (\lg \bar{\sigma} - \lg \bar{\sigma}_K) \right\} +$$

$$+ \left| \frac{1}{\bar{m}_{50K} + K_B \cdot S_{mK}} - \frac{1}{\bar{m}_{50} + K_B \cdot S_m} \right| \cdot \lg N, \quad (5)$$

$$\lg K = S_b + M_b \cdot \lg N. \quad (6)$$

Зависимость (6) справедлива при $N = 0.5 \cdot 10^5 + 2 \cdot 10^6$, где сохраняется прямолинейная связь между $\lg \bar{\sigma}$ и $\lg N$. Можно считать, что S_b является уровнем, а M_b — интенсивностью концентрации напряжений. Сте-

пень рассеивания ЭККН связана с особенностями изменения статистических параметров выносливости, обуславливающих взаимное расположение (\bar{m}_{50} , $\lg N$, $\lg \sigma$) и размеры (S_m , S_N) областей разброса $\lg N$ гладких и надрезанных образцов, в зависимости от геометрических размеров и вида нагружения последних. С усилением степени остроты надрезов центры рядов распределения опускаются вниз и перемешаются

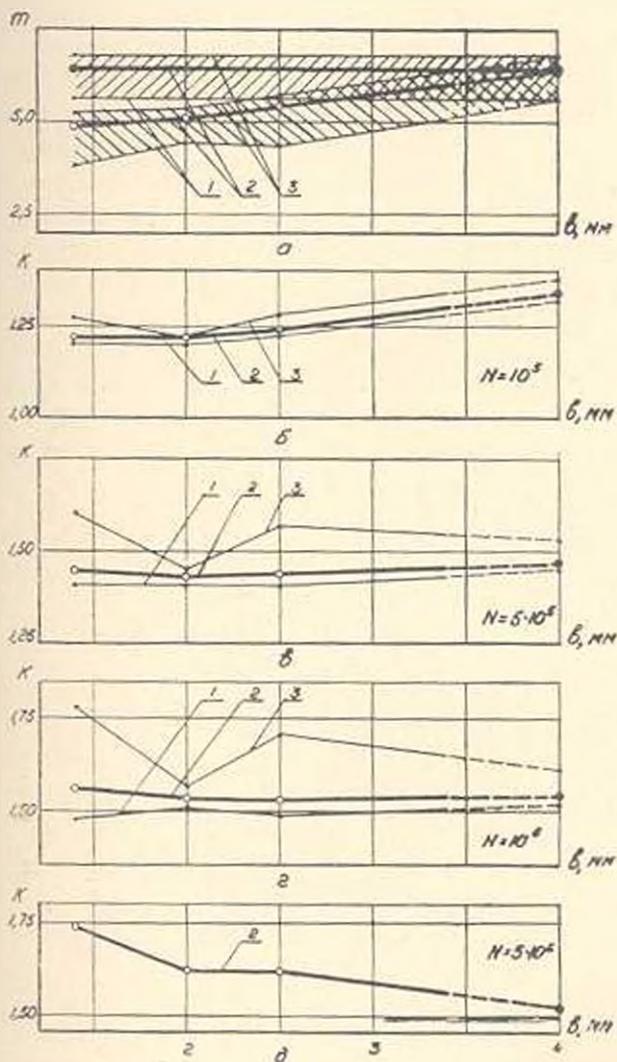


Рис. 3. Изменение показателей наклона m и ЭККН комбинированных надрезов в зависимости от места наложения контурного надреза. *a* — изменение m ; *б*, *в*, *г*, *д* — изменение ЭККН; светлыми кружочками показаны значения \bar{m}_{50} и K_{50} комбинированных надрезов, сплошными кружочками — для контурного надреза.

в зону больших N , а значения \bar{m}_{50} уменьшаются, что вызывает аналогичное смещение областей разброса $\lg N$ и увеличение их степени крутизны. Максимальные изменения \bar{m}_{50} , $\lg N$ и $\lg \sigma$ характерны для четвертой серии опытов — случай полного наложения надрезов. При этом З. ТН, № 6.

происходит сужение областей разброса $\lg N$, связанное с уменьшением S_{m_1} и S_{m_2} . Сравнительно низкие значения S_{m_1} , S_{m_2} для гладких образцов вызваны упрочняющим действием статических касательных напряжений при данном режиме нагружения [7].

Значения S_{m_1} , S_{m_2} для комбинированных и контурных надрезов сравнительно близки, поэтому при оценке влияния места наложения последних основное значение приобретает изменение m_{max} , $\lg N$, $\lg \sigma$. На расстоянии $b > 2r_1$ эти значения выравниваются; на рис. 3а показано совпадение областей разброса m при $b = 2r_1$. Здесь и далее кривые 1, 2, 3 относятся соответственно к $I(N) = 10\%$, 50% и $99,9\%$. В рассматриваемом случае контурный надрез вызывает более высокую концентрацию напряжения, поэтому составили вероятностные значения $K_{1,2}$ и K_3 . При $N = 10^6$ (рис. 3б) эффект концентрации напряжений низкий и в связи с высокой плотностью распределения $\lg N$ разброс ЭККН незначительный. С переходом в область больших значений N (рис. 3в-г) ЭККН постепенно возрастают, а их поля разброса расширяются. На уровне $N = 10^8$ относительное расхождение между K_{1a} и K_{3a} — ЭККН при $I(N) = 50\%$ и $99,9\%$ — составляет $\delta_{\sigma} = (8-20)\%$. Можно полагать, что при $N > 10^6$ значения δ_{σ} возрастут. Это следует учесть при уточненных расчетах деталей на прочность, т. к. табличные значения K , прило-

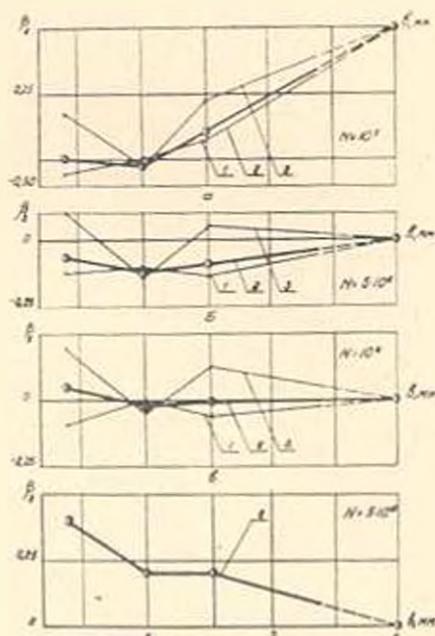


Рис. 4. Изменение коэффициента K_3 в зависимости от места наложения контурного надреза. Кружочками показаны значения σ_2 , σ_0 .

женные в справочной литературе, фактически соответствуют $I(N) = 50\%$ или близкой к ней вероятности неразрушения в области длительной выносливости.

Как видно из рис. 3б—д, относительный рост значений $K_{1,2}$ и K при $N=10^5-5 \cdot 10^6$ неодинаковый, что свидетельствует о влиянии уровня перенапряжений на эффект наложения надрезов.

Рассмотрим особенности изменения коэффициента β_2 , вычисленного на основании (2) и (6). При $N=10^5$ (рис. 4) эффект наложения не только отсутствует, но и в связи с упруго-пластическим деформированием вершин надрезов, вызванным действием значительных по величине τ , имеет место упрочнение, при котором оказывается $\beta_2 < 0$. Влияние упрочнения затухает при $N \approx 10^6$. Здесь, независимо от места наложения контурных надрезов $\beta_{2,50} \approx 0$ (рис. 4в—крипая 2), т. е. наблюдается взаимное уравнивание влияний эффекта упрочнения и эффекта наложения. При низких уровнях перенапряжений семейства кривых β_2 постепенно перемещаются в область положительных значений, а на уровне длительных пределов выносливости проявление эффекта наложения является максимальным; здесь, несомненно, влияет взаимное расположение надрезов ($b \geq 2r_1$ — рис. 4г).

Ереванский политехнический институт
им. К. Маркса

Поступило 20.VI.1969.

Մ. Գ. ԱՏԱԿՅԱՆ, Վ. Մ. ԱՎԱԽԱՆՈՎ

ԼԻՍԵՆՆԵՐԻ ԳԱՆՏԵԼԱՅԻՆ ԱՆՑՈՒՄՆԵՐԻ ՎՐԱ ՍՈՐԵ ԵԳՐԱԳԾԱՅԻՆ
ԿՈՆՑԵՆՏՐԱՏՈՐՆԵՐԻ ՎԵՐԱԿՐԲԱՆ ԷՅԵԿՏԻ ՈՒՍՈՒՄՆԱՍԵՐՈՒԹՅՈՒՆԸ

Ս. մ փ ո փ ո ս մ

Դիտարկվում է կոնստրուկտիվ լարումների կոնցենտրատորի՝ լիսենի պատկերի անցման մակերևույթի վրա սուր եզրագծային կոնցենտրատորների վերադրման դեպքը, որոնք նմանակում են մեխանիկական մշակման դեֆեկտները:

Չտոտէլաստիկ շափումների և նման բարդ կոնցենտրատորներով պողպատե նմուշների ցիկլիկ փորձարկումների հիման վրա բացահայտված է կոնցենտրատորների վերադրման էֆեկտի փոփոխման բնույթը, երբ վերջիններս անփոփոխ երկրաչափական պարամետրների դեպքում փոխում են իրենց փոխադարձ դիրքը:

Տրված է լարումների կոնցենտրացիայի էֆեկտիվ դորձակիցների արժեքների և կոնցենտրատորների վերադրման էֆեկտի փոփոխությունը հաշվի առնող զորձակցի հավանական զնահատականը:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Nishthara T., Fujii T. Stresses in an Infinite Plate With an Overlapped Hole. Proc. VI Japan Nat. Congr. Appl. Mech., 1956*, Tokyo, 1957.
2. Стахан М. Г., Мак С. Л. Исследование эффекта наложения концентрации напряжений. «Изв. вузов, Машиностроение», 1, 1969.
3. Рвачев В. В., Стахан М. Г. Оптическая поляризационная установка на базе металлографического микроскопа «Заводская лаборатория», 1, 1967

4. *Howbray A. Q., Jr.* The Effect of Superposition of Stress Raisers on Members Subjected to Static or Repeated Loads., Proc. SESA*, vol. X, 1953.
5. *Шашин М. Я.* Методика статистической обработки экспериментальных данных с учетом вероятности неразрушения и различия дисперсии по напряжениям. Сб. «Труды ЛМИ», 23, 1962.
6. *Серенсен С. В., Козаев В. П., Шнейдерович Р. М.* Несущая способность и расчет деталей машин на прочность. М., Машгиз, 1963
7. *Стакин М. Г., Мак С. Л.* К вопросу о циклической прочности валов Сб. «Детали машин и подъемно-транспортные машины», вып. 7, Киев, 1968.

МАШИНОСТРОЕНИЕ

К. Х. ШАХБАЗЯН, В. М. ТАИРЯН

СИНТЕЗ ПРОСТРАНСТВЕННОГО ЧЕТЫРЕХЗВЕННОГО
 МЕХАНИЗМА И НЕКОТОРЫЕ ВОПРОСЫ
 УМЕНЬШЕНИЯ ПОТЕРЬ

В работе [1] выбирается новая система координат плоскостей проекции для расположения звеньев пространственных механизмов, которые имеют преимущества при анализе и синтезе указанных механизмов, чем системы, выбранные в работе [2]. В статье дается аналитическое решение задачи синтеза пространственного кривошипно-коромыслового механизма в расположениях, предложенных в [1], где оси вращения кривошипа AB и коромысла CD скрещиваются под произвольным углом δ .

1. Рассматривается пространственный кривошипно-коромысловый механизм $ABCD$ с двумя вращательными и двумя шаровыми парами (рис. 1), где за начало системы координат луз принята точка пересечения нормали (кратчайшее расстояние между скрещивающимися осями вращательных пар A и D) с осью ведущего звена (точка O), ось Ox направлена вдоль нормали OQ , ось Oz параллельна оси QD ; ось Oy определится как направление третьей оси и правой системе координат. Ось вращения коромысла CD лежит в плоскости xOz , а плоскость движения его параллельна плоскости xOy . Ось вращения ведущего звена расположена в плоскости yOz под углом δ к оси Oz . Угол δ отсчитывается от оси вращения ведущего звена к оси вращения ведомого звена, а плоскость движения кривошипа горизонтально проектирующая, составляющая с плоскостью движения коромысла угол δ . Угол поворота φ ведущего звена AB отсчитывается от положительного направления оси $x' \parallel x$, а угол ψ — от оси $x'' \parallel x$, причем за положительное направление отсчета примем направление против движения часовой стрелки, если смотреть с конца AO или QD соответственно.

Рассматриваемый механизм при длине ведущего звена AB , принятой за единицу, определяется следующими параметрами: $AO = f$, $QD = g$, $OQ = e$, δ (определяющие положение опор A , B и плоскостей движения кривошипа AB и коромысла CD), $BC = b$ (длина шатуна) и $CD = c$ (длина коромысла). Кроме того, в число вычисляемых параметров входят начальные углы φ_0 и ψ_0 , которые определяют начало отсчета углов поворота звеньев AB и CD . Аналитическое выражение отклонения от заданной зависимости принимает вид:

$$\begin{aligned} \Delta_s &= b_0^2 - b^2 = (x_B - x_C)^2 + (y_B - y_C)^2 + (z_B - z_C)^2 - b^2 = \\ &= -2cf \sin \delta \sin (\psi_0 + \psi_S) + 2ce \cos (\varphi_0 + \varphi_S) - 2e \cos (\varphi_0 + \varphi_S) + \\ &\quad + 2g \sin \delta \sin (\varphi_0 + \varphi_S) - 2c \cos \delta \sin (\varphi_0 + \varphi_S) \sin (\psi_0 + \psi_S) - \\ &\quad - 2c \cos (\varphi_0 + \varphi_S) \cos (\psi_0 + \psi_S) - 1 - b^2 - c^2 + e^2 + f^2 + g^2 - 2fg \cos \delta. \end{aligned}$$

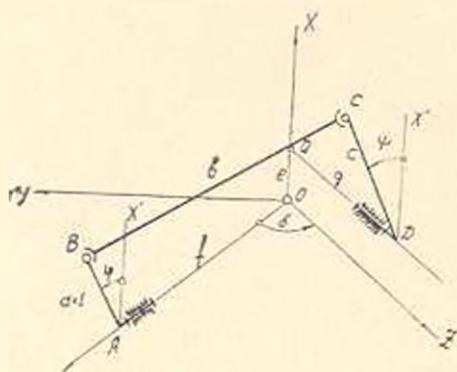


Рис. 1.

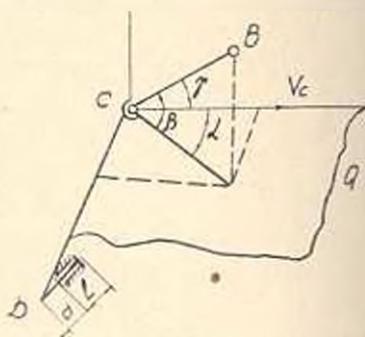


Рис. 2.

Для получения приближенного выражения разности Δ_s , т. е. разности между заданной функцией $\psi = f(z)$ и той функцией $\psi = f_M(\varphi)$, которая производится механизмом, раскладываем в ряд выражение взвешенной разности (1) в окрестности точки Δ_{q_M} , соответствующей значениям $\varphi = \varphi_M$ и $\psi = \psi_M$, где φ_M и ψ_M — значения углов φ и ψ , получаемые в механизме.

Тогда, ограничиваясь линейными членами ряда, имеем:

$$\Delta_s \approx \Delta_{q_M} + \frac{\partial \Delta_s}{\partial \psi} (\psi - \psi_M) + \frac{\partial \Delta_s}{\partial \varphi} (\varphi - \varphi_M)$$

Отсюда, принимая во внимание, $\Delta_{q_M} = 0$, а разность $\psi - \psi_M$ при $\varphi = \varphi_M$ равна искомой разности Δ_s , получаем:

$$\Delta_s = \frac{\Delta_s}{\frac{\partial \Delta_s}{\partial \varphi}}$$

Выполняя дифференцирование, получим:

$$\Delta_s = \frac{\Delta_s 2c}{[\cos(\varphi_0 + \varphi_S) - e] \sin(\psi_0 + \psi_S) - [\sin \delta - \cos \delta \sin(\varphi_0 + \varphi_S)] \cos(\psi_0 + \psi_S)} \quad (2)$$

Отклонение Δ_s , согласно выражению (2), зависит от вышеуказанных восьми параметров механизма. Задача синтеза рассматриваемого механизма состоит в таком выборе этих параметров, при котором отклонение Δ_s мало на заданном интервале изменения углов φ и ψ . Не останавливаясь на вычислении малого числа параметров, перейдем к решению задачи по максимальному числу вычисляемых параметров.

2. Если требуется вычислить все относительные параметры механизма $b, c, f, e, g, \delta, \varphi_0$ и ψ_0 , то выражение взвешенной разности Δ_0 после преобразований представляется в следующем виде:

$$\Delta_0 = 2A [F(\varphi) - p_0 f_0(\varphi) - \dots - p_7 f_7(\varphi)], \quad (3)$$

где

$$\left. \begin{aligned} F(\varphi) &= -\sin \varphi_S, & f_0(\varphi) &= \cos \varphi_S \cos \psi_S, \\ f_1(\varphi) &= \sin \varphi_S \cos \psi_S, & f_2(\varphi) &= \cos \varphi_S \sin \psi_S, & f_3(\varphi) &= 1, \\ f_4(\varphi) &= \sin \varphi_S \sin \psi_S, & f_5(\varphi) &= \cos \varphi_S, \\ f_6(\varphi) &= \sin \varphi_S, & f_7(\varphi) &= \cos \psi_S; \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

$$A = c (f \sin \delta \cos \psi_0 + e \sin \psi_0); \quad (5)$$

$$p_0 = \frac{c}{A} (\cos \delta \sin \psi_0 \sin \varphi_0 + \cos \psi_0 \cos \varphi_0),$$

$$p_1 = \frac{c}{A} (\cos \delta \sin \varphi_0 \cos \varphi_0 - \cos \varphi_0 \sin \varphi_0),$$

$$p_2 = \frac{c}{A} (\cos \delta \cos \psi_0 \sin \varphi_0 - \sin \varphi_0 \cos \varphi_0),$$

$$p_3 = -\frac{1}{2A} (1 + b^2 + c^2 + e^2 + f^2 + g^2 - 2fg \cos \delta), \quad (6)$$

$$p_4 = \frac{c}{A} (\cos \delta \cos \psi_0 \cos \varphi_0 + \sin \psi_0 \sin \varphi_0),$$

$$p_5 = -\frac{1}{A} (g \sin \delta \sin \varphi_0 - e \cos \varphi_0),$$

$$p_6 = -\frac{1}{A} (g \sin \delta \cos \varphi_0 + e \sin \varphi_0),$$

$$p_7 = \frac{c}{A} (f \sin \delta \sin \psi_0 - e \cos \psi_0).$$

После вычисления коэффициентов p_0, p_1, \dots, p_7 найдем искомые параметры механизма:

$$\operatorname{tg} \varphi_0 = B \pm 1 \sqrt{B^2 + 1},$$

где

$$B = \frac{p_0^2 + p_2^2 - p_3^2 - p_4^2}{2(p_0 p_1 + p_2 p_4)};$$

$$\cos \delta = \frac{p_2 \operatorname{tg} \varphi_0 - p_1}{p_0 - p_1 \operatorname{tg} \varphi_0}; \quad \operatorname{tg} \psi_0 = \frac{p_0 \operatorname{tg} \varphi_0 + p_1}{p_2 \operatorname{tg} \varphi_0 + p_4};$$

$$e = \frac{(p_7 - \operatorname{tg} \psi_0) \operatorname{tg} \psi_0}{(1 + \operatorname{tg}^2 \psi_0) (p_2 \cos \varphi_0 - p_4 \sin \varphi_0)};$$

$$g = e \frac{p_2 \operatorname{tg} \tau_0 + p_1}{\sin^2 (p_1 \operatorname{tg} \tau_0 - p_2)}; \quad c = g \frac{\sin^2 (\rho_2 - p_1 \operatorname{tg} \tau_0)}{\sin^2 (\rho_1 + p_2 \operatorname{tg} \tau_0)}; \quad (7)$$

$$f = -\frac{\operatorname{tg}^2 \tau_0}{\sin^2} \left(\frac{1}{\rho_2 \cos \tau_0 - p_1 \sin \tau_0} + e \right);$$

$$b = \sqrt{2A\rho_2 + 1 - c^2 + e^2 - f^2 - g^2 - 2fg \cos \delta_0}.$$

3. После вычисления параметров механизма из условия приближения к заданной зависимости следует проверить механизм на эклинивание. В соответствии с рис. 2 обозначим угол давления через γ , угол между направлением шатуна и проекцией его на плоскость Q — через β и угол между направлением скорости точки C с той же проекцией шатуна через α . Эти углы связаны соотношением

$$\cos \gamma = \cos \alpha \cos \beta. \quad (8)$$

Аналитически они определяются по формулам:

$$\sin \beta = \frac{g - f \cos \delta + \sin \delta \sin (\tau_0 - \tau_1)}{b}. \quad (9)$$

$$\sin \alpha = \frac{b^2 \cos^2 \beta + c^2 - A^2 - B^2}{2bc \cos \beta}. \quad (10)$$

где

$$A = f \sin^2 \tau_0 - \cos^2 \tau_0 \sin (\tau_0 + \tau_1);$$

$$B = e - \cos (\tau_0 - \tau_1).$$

Отметим, что представляется возможным графоаналитическое определение углов α , β и γ .

4. Если пренебречь силами трения в сферических парах и силами веса и инерции звеньев, то сила действия шатуна на коромысло будет совпадать с направлением шатуна. Составляющими силы P будут (рис. 3)

$$P_1 = P \sin \beta; \quad P_2 = P \cos \beta \cos \alpha; \quad P_3 = P \cos \beta \sin \alpha.$$

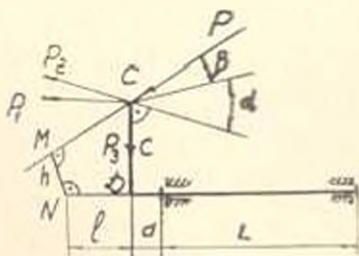


Рис. 3

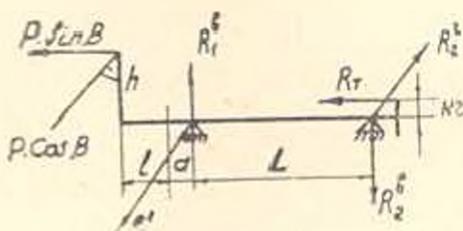


Рис. 4.

Если перенести силу P по линии действия в точку M , то составляющая $P_2 = 0$, т. к. $\alpha = 0$. В этом случае наименьшее расстояние между осью вращения и силой, а также смещение l основания пер-

пендикуляра на оси вращения от точки C определяются по следующим формулам

$$\begin{aligned} l &= \pm c \sin \alpha \operatorname{tg} \beta; \\ h &= c \cos \alpha, \end{aligned} \quad (11)$$

h и c находятся в параллельных плоскостях. Переменные l и h возможно определить также графически.

Итак, вместо схемы, показанной на рис. 3, можно рассматривать схему, показанную на рис. 4. Крутящий момент на ведомом валу определится по формуле

$$M_{кр} = Ph \cos \beta = Pc \cos \alpha \cos \beta. \quad (12)$$

Определим $\Sigma M_{тр}$ — суммарный момент трения в паре стойка — коромысло. Допустим, что из-за перекоса реакция в опоре распределяется в двух точках, расположенных вблизи краев опоры. Тогда

$$\Sigma M_{тр} = Prf \left[k \sin \beta + \sqrt{\frac{n^2 \cos^2 \beta + m^2 \sin^2 \beta + 2mn \sin \beta \cos \beta \sin \alpha}{(n+1)^2 \cos^2 \beta + m^2 \sin^2 \beta + 2m(n+1) \sin \beta \cos \beta \sin \alpha}} \right], \quad (13)$$

где

$$n = \frac{a}{L}, \quad m = \frac{c}{L}.$$

Из выражения (13) видим, что $\Sigma M_{тр}$ зависит не только от кинематических параметров механизма, но и от его конструктивных размеров. С увеличением длины опоры коромысла $\Sigma M_{тр}$ уменьшаются, поэтому целесообразно брать $L \approx l_{\max} = |l_{\max}| + |l_{\min}|$. Опору необходимо ставить с той стороны, где располагаются точки N (основание ближайшего расстояния между осью вращения коромысла и шатуном). Выбор диаметра вала коромысла из условия жесткостной прочности нужно производить по нижнему пределу.

Анализ выражения (13) показывает, что момент трения весьма ощутимо возрастает с увеличением угла β . Поэтому при синтезе необходимо получение возможно малых углов β . Однако чрезмерное уменьшение угла β приводит к большим конструктивным размерам и малому диапазону относительной подвижности пары стойка — коромысло. Следовательно, задача состоит в оптимальном решении вопроса о выборе $\beta_{\text{доп}}$.

5. В выражении (13) коэффициенты n , m и k принимают значения*

$$n = \pm \left(\frac{1}{2} \div \frac{1}{8} \right), \quad m = 5 \div 15, \quad k = 1,3 \div 1,8.$$

Знак при n указывает на внешнее и внутреннее расположение (см. рис. 3). Для случая $n = \frac{1}{5}$; $m = 10$ и $k = 1,5$ выражение (13) принимает вид

* Здесь и в дальнейшем пределы изменения коэффициентов взяты ориентировочно из практики.

$$\Sigma M_{np} = Prf \left(1,5 \sin \beta + \sqrt{\frac{36}{25} \cos^2 \beta + 100 \sin^2 \beta + 12 \sin 2\beta \sin \alpha} + \right. \\ \left. + \sqrt{\frac{1}{25} \cos^2 \beta - 100 \sin^2 \beta - 2 \sin 2\beta \sin \alpha} \right). \quad (14)$$

Для случая $n = \frac{1}{2}$, $m = 10$, $k = 1,5$

$$\Sigma M_{np} = Prf \left(1,5 \sin \beta + \sqrt{\frac{\cos^2 \beta}{4} + 100 \sin^2 \beta + 5 \sin 2\beta \sin \alpha} + \right. \\ \left. + \sqrt{\frac{\cos^2 \beta}{4} + 100 \sin^2 \beta - 5 \sin 2\beta \sin \alpha} \right). \quad (15)$$

В формулах (14) и (15) выражения в скобках назовем переменным коэффициентом приведенного коэффициента трения и обозначим через θ , тогда

$$\Sigma M_{np} = f_{np} Pr. \quad (16)$$

где $f_{np} = f\theta$ — приведенный коэффициент трения.

Качество передачи будем характеризовать коэффициентом потерь

$$\epsilon = \frac{\Sigma M_{np}}{M_{кр}} = f \xi \mu. \quad (17)$$

где $\xi = \frac{r}{c}$ и $\mu = \frac{\theta}{\cos \alpha}$.

Здесь μ — кинематический коэффициент потерь; ξ — конструктивный коэффициент потерь. Заклинивание идеального механизма произойдет при условии $\lambda = 1$, а в реальных механизмах, при $\lambda = 1 - \nu^{-1}$, где ν — коэффициент возрастания нагрузки за цикл на ведомом валу от силы инерции и сил тяжести звеньев ($\nu = 2 - 20$). Из выражения (17) видно, что для уменьшения коэффициента потерь необходимо уменьшение коэффициентов f , ξ и μ . Уменьшения μ можно добиться уменьшением углов α и β . Анализ выражения (13) показывает, что на некотором интервале изменения β наблюдается постоянство угла α . Поэтому целесообразно углы β органичивать нижними значениями указанного интервала. Так, например, для случая $n = \frac{1}{2}$; $m = 10$; $k = 1,5$ и $\gamma_{доп} = 60$ имеем $\beta = 35^\circ$ ($\alpha = 50^\circ$).

Конструктивный коэффициент потерь при этом должен удовлетворять условию $\xi \leq 0,024$. Для уменьшения ξ , как было отмечено, необходимо диаметр вала ведомого звена выбрать по нижнему пределу.

Կ. Խ. ԵԱՀՐԱԶՅԱՆ, Վ. Ի. ՔԱՐԹԱՆ

ՏԱՐԱՆԱԿԱՆ ԲԱՌՕՂԱԿ ԻՆԽՈՒՆԵՂՄԻ ԵՎ ԿՈՐՈՒՍՏՆԵՐԻ ՓՈՔՐԱՑՄԱՆ ՈՐՈՇ ԶԱՐՑԵՐ

Ա. մ. փ. ս. փ. ս. ս. մ.

Հողվածում տրվում է տարածական շուտավիկ-լծակային մեխանիզմի «ինքնզի անալիտիկ մեթոդ» Ե. Ի. Հեխակու և Վ. Գ. Պոլուխինի կողմից առաջարկված տեղակայումով, որը հնարավորություն է տալիս պարզեցնել ու ունիֆիկացնել անալիզի և սինթեզի մեթոդները: Փոխանցման որակի գնահատականի կրիտերիա է բնդունված կորուստի գործակիցը, որը կապվում է մեխանիզմի սինժալի պարամետրների հետ:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Шевитский Н. П., Полухин В. П. К выбору осей координат и плоскостей проекции в пространственном четырехзвезднике. Журн. «Машиноведение», № 6, 1967.
2. Цоуч П. Б. К вопросу об исследовании и проектировании пространственных механизмов первой группы с низшими парами графо-аналитическим методом. Труды ИМАН, семинар по ТММ, вып. 62, изд. АН СССР, 1956.

ПРИБОРОСТРОЕНИЕ

В. М. ФИШ, Ю. М. ХОДЖАЯНЦ

О ПЕРЕДАТОЧНОЙ ФУНКЦИИ ИНТЕГРИРУЮЩЕГО
 ЭЛЕКТРОХИМИЧЕСКОГО ТЕТРОДА

Известные достоинства электрохимических преобразователей определяют их расширяющееся применение. Особый интерес представляет исследование тетродов и соответствующих устройств обработки информации. Сложность физико-химических процессов, протекающих в тетроде, приводит к краевой задаче, решение которой наталкивается на значительные трудности [1, 2, 3]. В связи с этим перспективны исследования, основанные на анализе передаточных функций.

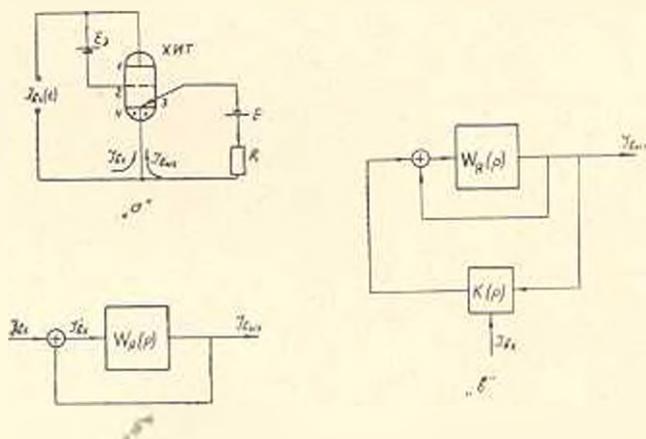


Рис. 1.

В большинстве устройств тетрод [рис. 1а] работает от практического источника тока $I_{b,x}(t)$ и в идеальных условиях должен обеспечивать в выходной цепи (электроды 3—4):

$$I_{вых}(t) = k \int_0^t I_{вх}(t) dt, \quad (1)$$

где K —чувствительность прибора [3].

Для получения передаточной функции тетрода, работающего в таком интегрирующем режиме, удобно воспользоваться его структурной схемой (рис. 1б) в виде звена W_4 , охваченного полной положительной обратной связью. Физически функции звена W_4 выполняет

интегральная камера тетрода. В ней при действии входной окислительно-восстановительной системы (электроды 1—4 с электролитом) происходит преобразование $I_{\text{вх}}(t)$ в соответствующее количество окислителя [3]. Выходная окислительно-восстановительная система (электроды 3—4 с электролитом) создаёт ток $I_{\text{вых}}(t)$, пропорциональный концентрации C окислителя в интегральной камере, при одновременной компенсации его количества, затрачиваемого на образование выходного тока. Конструкция тетрода такова, что преобразование входного сигнала и сигнала стопроцентной обратной связи в соответствующее количество реагента происходит в области одного и того же электрода 4. Такое истолкование работы тетрода представляется достаточно полно отвечающим сущности процессов.

В соответствии с предложенной структурной схемой передаточная функция интегрирующего тетрода имеет вид

$$W_{\text{ит}}(p) = \frac{W_*(p)}{1 - W_*(p)} \quad (2)$$

где $W_*(p)$ — передаточная функция разомкнутой системы.

Для определения $W_*(p)$ необходимо решить уравнение нестационарной диффузии

$$\frac{\partial C(x, t)}{\partial t} = D \frac{\partial^2 C(x, t)}{\partial x^2}, \quad \begin{matrix} 0 \leq x \leq \delta, \\ t \geq 0 \end{matrix} \quad (3)$$

при граничных условиях

$$\left. \frac{\partial C(x, t)}{\partial x} \right|_{x=\delta} = -\frac{1}{FDS} I_{\text{вх}}(t) \quad t \geq 0; \quad (4)$$

$$C(x, t)|_{x=0} = 0 \quad t \geq 0; \quad (5)$$

$$C(x, t)|_{t=0} = 0 \quad 0 \leq x \leq \delta, \quad (6)$$

где F — число Фарадея,

D — коэффициент диффузии окислителя,

δ — расстояние между электродами 3 и 4,

S — площадь электродов 3 или 4.

В результате, в силу (2), получим:

$$W_{\text{ит}}(p) = \frac{I_{\text{вых}}(p)}{I_{\text{вх}}(p)} = \frac{1}{\text{ch } \delta \sqrt{\frac{p}{D}} - 1} \quad (7)$$

Заметим, что это выражение совпадает с полученным в [2] для изменения выходного тока в интегральном режиме. По передаточной функции нетрудно получить необходимые для анализа свойств тетрода выражения его логарифмических частотных характеристик.

Амплитудно-частотная характеристика

$$A = 20 \lg \sqrt{\left| \operatorname{sh} \delta \sqrt{\frac{\omega}{2D}} \sin \delta \sqrt{\frac{\omega}{2D}} \right|^2 + \left| 1 - \operatorname{ch} \delta \sqrt{\frac{\omega}{2D}} \cos \delta \sqrt{\frac{\omega}{2D}} \right|^2}$$

фазо-частотная характеристика (8)

$$\varphi = \operatorname{arctg} \frac{\operatorname{sh} \delta \sqrt{\frac{\omega}{2D}} \sin \delta \sqrt{\frac{\omega}{2D}}}{1 - \operatorname{ch} \delta \sqrt{\frac{\omega}{2D}} \cos \delta \sqrt{\frac{\omega}{2D}}}$$
(9)

На рис. 2 приведены рассчитанные в соответствии с приведенными соотношениями характеристики тетрода при $\delta = 250 \mu\text{к}$ и $D = 1,25 \cdot 10^{-5} \text{ см}^2/\text{сек}$. Там же пунктиром показаны характеристики "идеального интеграла".

Из рассмотрения выражений (8) и (9) и рис. 2 следует, что

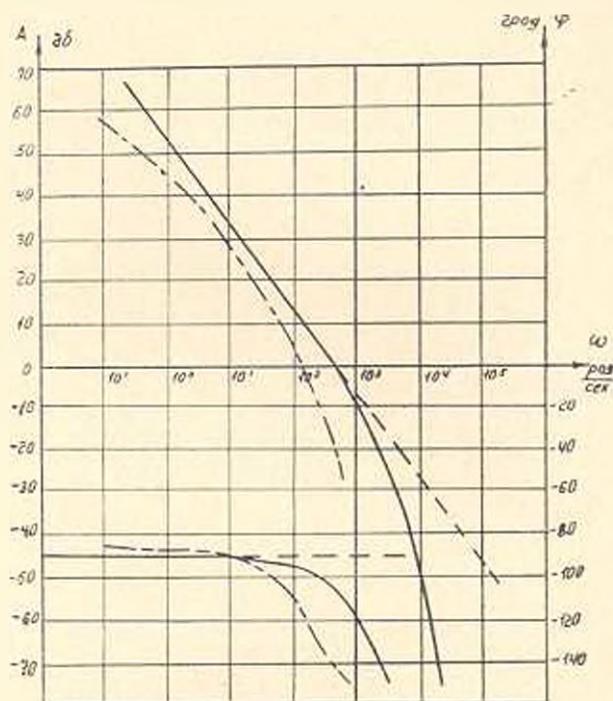


Рис. 2.

имеем дело с интегрирующим звеном, верхняя граничная частота работы которого растет с увеличением коэффициента диффузии D и уменьшением расстояния между электродами δ . До некоторой граничной круговой частоты ω_c интегратор практически идеален. Изменения ω_c пропорциональны изменению D и обратно пропорциональны изменению δ^2 . Считая для нашего случая $\omega_c = 2 \text{ рад/сек}$, можно предложить приближенное выражение для оценки верхней граничной частоты f_c в виде

$$f_1 \approx \frac{10^{-2} D}{2\pi \tau^2} \tag{10}$$

Этой формулой целесообразно пользоваться при τ в пределах десятков—сотен микрон. Заметим, что мы выбрали f_1 из условий „идеального интегрирования“, если же допустимы малые фазовые искажения, то граничная частота, как это видно из рис. 2, примерно на два порядка выше и равна

$$f_2 \approx \frac{1}{2\pi} \frac{D}{\tau^2} \tag{11}$$

Этой формулой обычно пользуются при оценках частотных возможностей тетродов. Из вида характеристик следует, что при увеличении частоты входного сигнала становятся ощутимыми запаздывания и передаточная функция $W_{in}(p)$ на этих частотах может быть представлена произведением передаточной функции идеального интегратора и апериодического звена. Это можно показать и аналитически, используя выражение (7) и разложение $\text{ch} \sqrt{\frac{p}{D}} \tau$ в ряд.

Сопоставление расчетных результатов с экспериментальными (штрих-пунктирные кривые на рис. 2) подтверждает возможность использования предложенной модели и полученными соотношениями. Экспериментальные характеристики получены обработкой осциллограмм входных и выходных сигналов тетрода, снятых на специальной установке [3]. Как и следовало ожидать, экспериментальная амплитудная характеристика проходит ниже теоретической, вследствие того, что внутреннее сопротивление использовавшегося источника отлично от нуля. Значение предложенной структурной схемы состоит также в том, что ее рассмотрение непосредственно указывает характер дополнительных связей, которые необходимо ввести для целенаправленного синтеза функциональных устройств на основе тетрода. Так, например, введением блока k (рис. 1в), решения которого достаточно разработаны, получаем структурную схему устройств интегральной оценки различного назначения [3].

ГСКБ ПЭА

Поступило 4.VI. 1969.

Վ. Մ. ՅԻՇ, ՏՈՒ, Մ, ԿՈՋԱՅԱԿՆ

ԻՆՏԵԳՐՈՎ ԷԼԵԿՏՐՈՒՄԻԱԿԱՆ ՏԵՏՐՈՎԻ ՓԻՆԱՆՑԻՉ
ՖՈՒՆԿՑԻՈՆԱԼ ԳԵՐԱՐԵՐՅԱԼ

Ու ս փ ո փ ո ս

Առաջարկված է տետրոդի աշխատանքի մեկնաբանում՝ հիմնված ստրուկտուրային սխեման որպես հարկուրտոկոսանի դրական հետադարձ կապով քնդորկված սղակ պատկերացնելու վրա: Առաջված է արտահայտություն ինտեգր-

րող տեսությունի փոխանցիչի ֆունկցիայի համար՝ Յուլյո է տրված տեսական ու էքսպերիմենտալ հետազոտությունների արդյունքների բավարար համընկնումը:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Лидоренко Н. С., Солодянкин Ю. И., Фиш М. Л., Фокин А. В. Электрохимическая ячейка как функциональный преобразователь. Радиотехника и электроника, № 6, 1968.
2. Ниематулин Р. Ш. Теоретическое исследование электролитической ячейки и вопросы электроники жидкого тела. (докторская диссертация). Казань, 1965.
3. Фиш М. Л. «Химотронные приборы в автоматике», «Техника», Киев, 1967.

СТРОИТЕЛЬНАЯ МЕХАНИКА

Э. Е. ХАЧИЯН, Л. С. КАЗАРЯН, Л. П. АВАКЯН

К ОПРЕДЕЛЕНИЮ ЧАСТОТ И ФОРМ КОЛЕБАНИЙ
 МНОГОСТУПЕНЧАТЫХ СТОЕК

Рассмотрим свободные изгибные колебания многоступенчатых стоек (рис. 1). Обозначим жесткость, погонный вес и высоту i -ой ступени соответственно через $E_i J_i$; q_i ; l_i . Принимая размеры по-

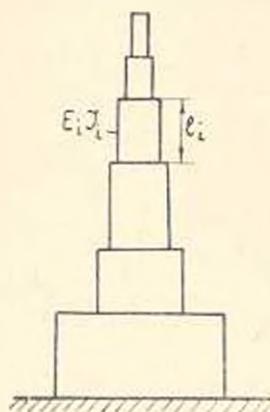


Рис. 1.

перечных сечений малыми по сравнению с их высотами, дифференциальное уравнение свободных колебаний в пределах i -ой ступени можно написать следующим образом:

$$E_i J_i \frac{\partial^4 y_i(x_i, t)}{\partial x_i^4} + \frac{q_i}{g} \frac{\partial^2 y_i(x_i, t)}{\partial t^2} = 0 \quad 0 \leq x_i \leq l_i, \quad (1)$$

$$(i = 1, 2, 3 \dots, n).$$

Начало координат для данной ступени берем в центре ее основания. Решение (1) ищем в виде

$$y_i(x_i, t) = Y_i(x_i) f_i(t), \quad 0 \leq x_i \leq l_i. \quad (2)$$

На основании (1) и (2) получим:

$$Y_i^{IV}(x_i) + \nu_i^4 Y_i(x_i) = 0, \quad 0 \leq x_i \leq l_i. \quad (3)$$

где

$$\nu_i^2 = \sqrt{\frac{p^2 q_i}{g E_i J_i}}, \quad (4)$$

p — круговая частота свободных колебаний.

Решение уравнения (3) представляется следующим образом

$$Y_i(x_i) = A_i \sin \lambda_i x_i + B_i \cos \lambda_i x_i + C_i \operatorname{sh} \lambda_i x_i + D_i \operatorname{ch} \lambda_i x_i. \quad (5)$$

Для определения $4n$ постоянных A_i, B_i, C_i, D_i имеем четыре граничных условия

$$\text{при } x_1 = 0, \quad Y_1(0) = 0, \quad Y_1'(0) = 0;$$

$$\text{при } x_n = l_n, \quad Y_n(l_n) = 0, \quad Y_n'(l_n) = 0.$$

Кроме того, имеем $4n - 4$ условий непрерывности прогибов, углов наклона к касательной, изгибающих моментов и поперечных сил по линиям разрыва. А именно, при $x_{i-1} = l_{i-1}$ и $x_i = 0$

$$Y_{i-1}(l_{i-1}) = Y_i(0); \quad E_{i-1} J_{i-1} Y_{i-1}'(l_{i-1}) = E_i J_i Y_i'(0); \quad (7)$$

$$Y_{i-1}(l_{i-1}) = Y_i'(0); \quad E_{i-2} J_{i-2} Y_{i-2}''(l_{i-1}) = E_i J_i Y_i''(0), \quad (i = 2, 3, \dots, n).$$

Подставляя значения $Y_i(x_i)$ из (5) в (6) и (7), получим

$$B_i + D_i = 0; \quad A_i + C_i = 0;$$

$$-A_n \sin \lambda_n l_n - B_n \cos \lambda_n l_n + C_n \operatorname{sh} \lambda_n l_n + D_n \operatorname{ch} \lambda_n l_n = 0;$$

$$-A_n \cos \lambda_n l_n + B_n \sin \lambda_n l_n + C_n \operatorname{ch} \lambda_n l_n + D_n \operatorname{sh} \lambda_n l_n = 0;$$

$$\begin{aligned} A_{i-1} \sin \lambda_{i-1} l_{i-1} + B_{i-1} \cos \lambda_{i-1} l_{i-1} + C_{i-1} \operatorname{sh} \lambda_{i-1} l_{i-1} + D_{i-1} \operatorname{ch} \lambda_{i-1} l_{i-1} = \\ = B_i D_i \lambda_{i-1} (A_{i-1} \cos \lambda_{i-1} l_{i-1} - B_{i-1} \sin \lambda_{i-1} l_{i-1} + C_{i-1} \operatorname{ch} \lambda_{i-1} l_{i-1} + \\ + D_{i-1} \operatorname{sh} \lambda_{i-1} l_{i-1}) = \lambda_i (A_i + C_i); \end{aligned} \quad (8)$$

$$\begin{aligned} E_{i-1} J_{i-1} \lambda_{i-1}^2 (-A_{i-1} \sin \lambda_{i-1} l_{i-1} - B_{i-1} \cos \lambda_{i-1} l_{i-1} + C_{i-1} \operatorname{sh} \lambda_{i-1} l_{i-1} + \\ + D_{i-1} \operatorname{ch} \lambda_{i-1} l_{i-1}) = E_i J_i \lambda_i^2 (-B_i + D_i); \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} E_{i-1} J_{i-1} \lambda_{i-1}^3 (-A_{i-1} \cos \lambda_{i-1} l_{i-1} + B_{i-1} \sin \lambda_{i-1} l_{i-1} + C_{i-1} \operatorname{ch} \lambda_{i-1} l_{i-1} + \\ + D_{i-1} \operatorname{sh} \lambda_{i-1} l_{i-1}) = E_i J_i \lambda_i^3 (-A_i + C_i), \end{aligned}$$

$$(i = 2, 3, 4, \dots, n).$$

Таким образом, для определения $4n$ коэффициентов имеем систему $4n$ уравнений (8). Для получения частотного уравнения надо приравнять нулю определитель $4n$ порядка, получаемый из коэффициентов системы (8). Затруднения, связанные с решением таких определителей высокого порядка, делают практически невозможным определение частот и форм колебаний ступенчатых стержней. Для практического разрешения этой задачи авторы непосредственно исследовали систему $4n$ уравнений (8). Пользуясь принципом математической индукции, путем взаимного исключения неизвестных коэффициентов, систему уравнений (8) можно привести к системе двух уравнений относительно коэффициентов A_1 и B_1 :

$$z_1^{(i)} A_1 + z_2^{(i)} B_1 = 0; \quad (9)$$

$$z_3^{(i)} A_1 + z_4^{(i)} B_1 = 0,$$

где $z_1^{(i)}, z_2^{(i)}, z_3^{(i)}, z_4^{(i)}$ определяются по следующим рекуррентным соотношениям:

$$\begin{aligned}
 z_1^{(i)} &= \left(\frac{\lambda_{i-1}}{\lambda_i}\right)^2 \frac{E_{i-1} J_{i-1}}{E_i J_i} S_i z_1^{(i-1)} + \left(\frac{\lambda_{i-1}}{\lambda_i}\right)^2 \frac{E_{i-1} J_{i-1}}{E_i J_i} T_i z_2^{(i-1)} + \\
 &\quad + \frac{\lambda_{i-1}}{\lambda_i} V_i z_{1\phi}^{(i-1)} + U_i z_{2\phi}^{(i-1)}; \\
 z_2^{(i)} &= \left(\frac{\lambda_{i-1}}{\lambda_i}\right)^2 \frac{E_{i-1} J_{i-1}}{E_i J_i} S_i z_2^{(i-1)} - \left(\frac{\lambda_{i-1}}{\lambda_i}\right)^2 \frac{E_{i-1} J_{i-1}}{E_i J_i} T_i z_1^{(i-1)} + \\
 &\quad + \frac{\lambda_{i-1}}{\lambda_i} V_i z_{2\phi}^{(i-1)} + U_i z_{1\phi}^{(i-1)}; \\
 z_3^{(i)} &= \left(\frac{\lambda_{i-1}}{\lambda_i}\right)^2 \frac{E_{i-1} J_{i-1}}{E_i J_i} V_i z_1^{(i-1)} + \left(\frac{\lambda_{i-1}}{\lambda_i}\right)^2 \frac{E_{i-1} J_{i-1}}{E_i J_i} S_i z_2^{(i-1)} + \\
 &\quad + \frac{\lambda_{i-1}}{\lambda_i} U_i z_{1\phi}^{(i-1)} + T_i z_{2\phi}^{(i-1)}; \\
 z_4^{(i)} &= \left(\frac{\lambda_{i-1}}{\lambda_i}\right)^2 \frac{E_{i-1} J_{i-1}}{E_i J_i} V_i z_2^{(i-1)} - \left(\frac{\lambda_{i-1}}{\lambda_i}\right)^2 \frac{E_{i-1} J_{i-1}}{E_i J_i} S_i z_1^{(i-1)} + \\
 &\quad + \frac{\lambda_{i-1}}{\lambda_i} U_i z_{2\phi}^{(i-1)} + T_i z_{1\phi}^{(i-1)}.
 \end{aligned} \tag{10}$$

В системе уравнений (10)

$$\begin{aligned}
 S_i &= \frac{1}{2} (\operatorname{ch} \lambda_i l_i + \cos \lambda_i l_i), \\
 T_i &= \frac{1}{2} (\operatorname{sh} \lambda_i l_i + \sin \lambda_i l_i), \\
 U_i &= \frac{1}{2} (\operatorname{ch} \lambda_i l_i - \cos \lambda_i l_i), \\
 V_i &= \frac{1}{2} (\operatorname{sh} \lambda_i l_i - \sin \lambda_i l_i).
 \end{aligned} \tag{11}$$

представляют известные функции А. Н. Крылова, а функции $z_{1\phi}^{(i-1)}$, $z_{2\phi}^{(i-1)}$, $z_{3\phi}^{(i-1)}$, $z_{4\phi}^{(i-1)}$ получаются из функции $z_1^{(i-1)}$, $z_2^{(i-1)}$, $z_3^{(i-1)}$, $z_4^{(i-1)}$ циклическими перестановками функций (11) (первые два прямыми перестановками, а последние два обратными). Формула (10) справедлива для всех значений $i = 2, 3, \dots, n$ при следующих начальных условиях:

$$\begin{aligned}
 z_1^{(2)} = z_{1\phi}^{(1)} = T_1; \quad z_3^{(2)} = z_{3\phi}^{(1)} = V_1; \\
 z_2^{(2)} = z_2^{(1)} = S_1; \quad z_4^{(2)} = z_{4\phi}^{(1)} = U_1.
 \end{aligned} \tag{12}$$

Таким образом, частотное уравнение многоступенчатого бруса, согласно (9), будет:

$$z_1^{(n)} z_1^{(n)} - z_2^{(n)} z_2^{(n)} = 0. \tag{13}$$

На систему (9) имеем:

$$A_1 = - \frac{z_1^{(0)}}{z_1^{(1)}} B_1. \quad (14)$$

Остальные коэффициенты системы (8) определяются по следующим рекуррентным формулам через коэффициенты A_i и B_i :

$$\begin{aligned} A_i &= \left(\frac{\lambda_{i-1}}{\lambda_i} \right)^3 \frac{E_{i-1} J_{i-1}}{E_i J_i} a_{i-1} - \frac{\lambda_{i-1}}{\lambda_i} b_{i-1}; \\ C_i &= - \left(\frac{\lambda_{i-1}}{\lambda_i} \right)^3 \frac{E_{i-1} J_{i-1}}{E_i J_i} a_{i-1} - \frac{\lambda_{i-1}}{\lambda_i} b_{i-1}; \\ B_i &= \left(\frac{\lambda_{i-1}}{\lambda_i} \right)^2 \frac{E_{i-1} J_{i-1}}{E_i J_i} C_{i-1} - d_{i-1}; \\ D_i &= - \left(\frac{\lambda_{i-1}}{\lambda_i} \right)^2 \frac{E_{i-1} J_{i-1}}{E_i J_i} c_{i-1} - d_{i-1}, \end{aligned} \quad (15)$$

где

$$\begin{aligned} a_{i-1} &= z_1^{(i-1)} A_1 + z_2^{(i-1)} B_1; & c_{i-1} &= z_1^{(i-1)} A_1 + z_2^{(i-1)} B_1; \\ b_{i-1} &= z_1^{(i-1)} A_1 - z_2^{(i-1)} B_1; & d_{i-1} &= z_3^{(i-1)} A_1 + z_4^{(i-1)} B_1. \end{aligned} \quad (16)$$

Вычисления по формулам (9) — (16) легко осуществляются на ЭВМ.

В качестве примера определим частоты и формы колебания двухступенчатой и десятиступенчатой стоек, для различных отношений жесткостей и высот стоек. Материал стойки предполагается однородным ($E_i = \text{const}$). Поперечные сечения стоек прямоугольные постоянной шириной h и переменной высотой b_i . Вводим следующие обозначения:

$$\frac{l_{i-1}}{l_i} = k_{2i-2}; \quad \frac{b_{i-1}}{b_i} = k_{2i-1}; \quad \lambda_i l_i = \mu. \quad (17)$$

Тогда учитывая, что $q_i = \nu F_i$ (ν — плотность материала), $F_i = hb_i$, $J_i = \frac{hb_i^3}{12}$, будем иметь

$$\begin{aligned} \frac{E_{i-1} J_{i-1}}{E_i J_i} &= k_{2i-2}^3; & \frac{\lambda_{i-1}}{\lambda_i} &= \sqrt{\frac{1}{k_{2i-1}}}; \\ \lambda_i l_i &= \frac{\mu | \overline{k_2} \cdot \sqrt{\overline{k_3}} \cdot | \overline{k_4} \cdot \dots \cdot | \overline{k_{2i-1}} |}{k_2 \cdot k_4 \cdot k_6 \cdot \dots \cdot k_{2i-2}}, \\ & (i = 2, 3, \dots, n). \end{aligned} \quad (18)$$

Частоты колебания в силу принятых обозначений будут иметь вид

$$p_i = \frac{\mu_j^2}{l_i^2} \sqrt{\frac{g E_i J_i}{q_i}}, \quad (19)$$

где μ_j — корни характеристического уравнения (14).

Таблица 1

Частоты и коэффициенты формы колебаний двухступенчатого бруса

$\frac{E_2 J_2}{E_1 J_1}$	l_2	Первая форма колебания								Вторая форма колебания					
		k_2	μ_1	μ_1^2	$A_{11} - C_{11}$	A_{31}	B_{31}	C_{31}	D_{31}	μ_2	μ_2^2	$A_{11} - C_{11}$	A_{31}	B_{31}	C_{31}
2	1	0,978	0,956	-0,712	-1,308	0,165	0,250	-0,902	2,222	4,937	-0,978	-0,235	-1,731	0,061	0,141
4	1	1,0035	1,019	-0,695	-1,634	0,455	0,581	-1,238	2,071	4,289	-0,921	-0,491	-1,937	0,007	0,211
6	1	1,02	1,01	-0,688	-1,824	0,714	0,829	-1,514	1,985	3,94	-0,853	-0,639	-1,965	0,001	0,198
1/2	1	0,893	0,797	-0,761	-1,135	0,093	-0,198	-0,526	2,424	5,375	-1,012	0,188	-1,14	0,331	-0,142
1/4	1	0,847	0,717	-0,792	-1,067	-0,112	-0,360	-0,117	2,452	6,012	-1,050	0,327	-0,931	0,451	-0,255
1/6	1	0,819	0,671	-0,812	-1,042	0,157	-0,442	-0,368	2,442	5,963	-1,069	0,392	-0,837	0,515	-0,304
4	3	1,512	2,286	-0,721	-1,185	-0,540	0,007	-0,945	3,548	12,588	-1,019	1,641	-1,139	-0,290	0,130
1/4	1/3	0,445	0,198	-0,786	-0,819	0,171	-0,007	-0,346	1,357	1,841	-1,255	-0,795	-0,647	0,219	-0,162
Третья форма колебания									Четвертая форма колебания						
k_1	k_2	μ_3	μ_3^2	$A_{11} - C_{11}$	A_{31}	B_{31}	C_{31}	D_{31}	μ_4	μ_4^2	$A_{11} - C_{11}$	A_{31}	B_{31}	C_{31}	D_{31}
2	1	3,718	13,823	-1,005	1,567	-0,398	0,219	0,184	5,154	26,563	-1,002	0,491	1,664	0,130	-0,120
4	1	3,531	12,468	-1,007	1,716	-1,018	-0,593	0,559	4,804	23,078	-1,007	0,992	1,569	0,080	-0,070
6	1	3,413	11,65	-1,001	1,889	-1,527	-0,900	0,865	1,627	21,410	-1,010	1,262	1,383	0,057	0,061
1/2	1	4,183	17,497	-0,993	1,204	0,245	0,089	-0,131	5,784	33,454	-0,999	-0,187	1,087	0,164	0,174
1/4	1	4,167	19,354	-0,989	0,895	0,362	0,069	-0,168	6,059	36,711	-1,000	-0,679	0,822	-0,319	0,331
1/6	1	4,605	21,206	-0,989	0,691	0,382	0,024	-0,064	6,232	38,838	-1,001	-0,816	0,695	-0,390	0,405
4	3	5,569	30,319	-1,012	-0,120	2,316	0,345	-0,670	7,690	59,136	-1,000	-1,376	-1,151	0,156	-0,056
1/4	1/3	2,274	5,171	-1,057	0,079	-0,962	0,310	-0,316	3,230	10,433	-0,993	0,930	0,672	0,365	-0,365

Первые четыре корня μ частотного уравнения (14) и коэффициенты форм колебаний при различных значениях k_1 и k_2 приведены в табл. 1. Как видно из таблицы, при равных длинах ступеней $k_2 = 1$ с уменьшением жесткостей верхней ступени частота первой формы колебания бруса растет, а с увеличением, наоборот, убывает. Однако убывание частоты происходит более резко, чем увеличение. Так, например, если при $\frac{E_2 J_2}{E_1 J_1} = 4$ и $l_1 = l_2$, первая частота ступенчатой стойки в 1,17 раз больше первой частоты стойки с постоянной жесткостью $E_1 J_1$, то при $\frac{E_2 J_2}{E_1 J_1} = \frac{1}{4}$ и $l_1 = l_2$, она в 1,91 раза меньше первой частоты стойки с постоянной жесткостью $E_2 J_2$. Но для второй и третьей форм колебаний, как при уменьшении, так и при увеличении жесткости верхней ступени, значения частот убывают, причем более медленно, чем при первой форме колебания. Полученные результаты показаны на рис. 2 и рис. 3.

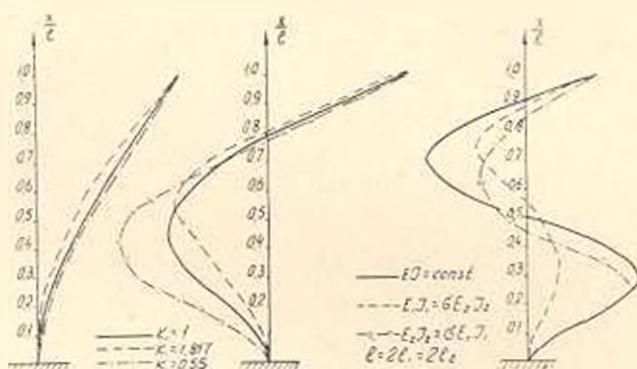


Рис. 2.

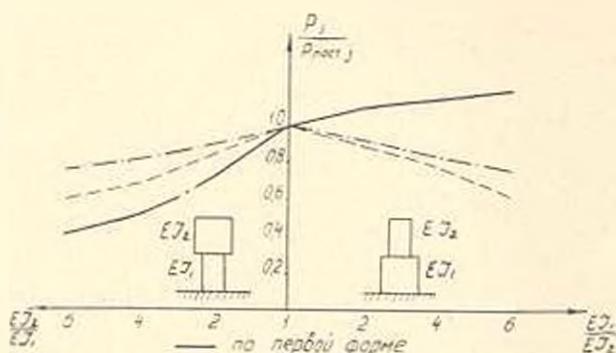


Рис. 3.

По приведенным рекуррентным формулам были вычислены также частоты и формы колебаний десятиступенчатых стоек при двух вариантах изменения жесткостей:

I вариант

$$E_1 J_1 = (1,1 - 0,1 i) E_2 J_2$$

$$k_{2i-2} = 1$$

$(i = 2, 3, 4, \dots, 10)$

II вариант

$$E_1 J_1 = i E_2 J_2$$

$$k_{2i-2} = 1$$

$(i = 2, 3, 4, \dots, 10)$

Корни характеристического уравнения (13) для первых четырех форм колебаний имеют следующие значения:

I вариант

$$\mu_1 = 0,203; \quad \mu_2 = 0,445; \quad \mu_3 = 0,709; \quad \mu_4 = 0,975.$$

II вариант

$$\mu_1 = 0,180; \quad \mu_2 = 0,557; \quad \mu_3 = 0,981; \quad \mu_4 = 1,390.$$

Следовательно, первая частота ступенчатой стойки варианта I в 1,17 раза больше первой частоты стойки с постоянной жесткостью $E_1 J_1$ той же высоты, а вторая частота, наоборот, в 1,16 раза меньше. Для ступенчатой стойки варианта II частота первой формы колебания в 2,47 раза меньше, чем частота первой формы стойки с постоянной жесткостью $E_{10} J_{10}$ той же высоты, а частота второй формы колебания соответственно меньше в 1,59 раза.

АНСМ

Поступило 22.I 1969.

Է. Ե. ԿԱԶԻՅԱՆ, Լ. Ս. ՂԱԶԱՐՅԱՆ, Ջ. Պ. ԱՂԱՅԱՆ.

ՌԱԶՐԴԱՍԻՏԻՃԱՆ ԿԱՆԿԵԱԳԵՆԵՐԻ ՀԱՃԱԿՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐԻ ԵՎ ՏԱՏԱՆԵՐԱՆ ՁԵՎԵՐԻ ՈՐՈՇՈՒՄԱՆ ՀՈՒՐՋՐ

Ա մ փ ո փ ո ս մ

Ուսումնասիրված են բազմաստիճան կանգնակների ծոման առանումները: Դիֆերենցիալ հավասարումների (1) սխեմեր, որոնց թիվը հավասար է ստորձանների թվին, տված (6) եզրային պայմանների և խզման դժերի վրա՝ անընդհատության (7) պայմանների դեպքում լուծված է Կոփուվի ֆունկցիաների միջոցով (5): Ստացված են (14) և (16), սեկուրենտ բանաձևերը, որոնց միջոցով աշվիլ մեթոդի օպտիմալոր որոշվում են կանգնակի հաճախություններն ու առանման ձևերը:

Որոշված են սեփական հաճախականություններն ու առանման ձևերը 2 և 10 ստորձան ունեցող կանգնակների համար:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Тимошенко И. С. Колебания в инженерном деле. Физматгиз, 1959
2. Хичим Э. Е. Некоторые прикладные задачи теории сейсмостойкости сооружений. Научные сообщения АНСМ, вып. 3, Ереван, 1963

НАУЧНЫЕ ЗАМЕТКИ

Г. А. АРУТЮНЯН

АНАЛИТИЧЕСКОЕ ВЫРАЖЕНИЕ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ
ГЛУБИНЫ НАКЛЕПА ОБРАБОТАННОЙ ПОВЕРХНОСТИ
ПРИ РЕЗАНИИ

Определение глубины наклепа обработанной поверхности аналитическим способом, связывающее ее величину с режимами резания и геометрическими параметрами резца, имеет большое практическое значение.

Для решения этого вопроса необходимо в первую очередь разработать схему пластической деформации металла в подрезцовой и подрезцовой зонах. Область пластической деформации, охватывающая эти зоны, может быть построена при следующих допущениях: 1) существует единственная плоскость сдвига, положение которой относительно линии среза определяется углом сдвига β ; 2) стружка пластически не деформируется, причем она и резец составляют одно целое, при протекании деформации металла в условиях плоской деформации. В принятых допущениях задачу можно решить используя метод линий скольжения и гипотезу жестко-пластического материала.

Сетка линий скольжения построена в зоне резания в подрезцовой зоне при вдавливании жесткого пуансона, имеющего определенный профиль, в пластическое тело (обрабатываемый металл).

Важно отметить, что этот профиль состоит из границы срезаемого слоя и стружки дуги, образованной вследствие наличия радиуса округления резца r и линии, представляющей собой ширину фаски износа на задней поверхности резца z .

Следует отметить, что рассмотренная схема деформации металла определяет элементное и циклическое образование стружки. Очевидно, что при этом сетка линий скольжения будет действительна только после сдвига элемента срезаемого слоя по плоскости сдвига.

Таким образом, построенная нами пластическая область говорит о том, что существует зона стружкообразования и что деформация металла впереди резца и под резцом тесно связаны друг с другом.

Наличие зоны стружкообразования, показывающее распространение пластической деформации далеко впереди резца и под резцом, экспериментально установлено рядом советских и зарубежных исследователей.

Согласно принятой схеме деформации металла определяется глубина распространения пластической деформации за линией среза при свободном резании:

$$h_{nc} = \frac{\sin 45^\circ \cdot \sin (45^\circ + \beta) (a - 2r \cdot \sin^2 \beta / 2)}{\sin \beta} - a \frac{2r \cdot \sin 45^\circ \cdot \sin \beta / 2}{\sin (90^\circ - \beta / 2)} + \left(\frac{a - 2r \cdot \sin^2 \beta / 2}{\sin \beta} \right) \sin 45^\circ [1 - \sin (45^\circ + \beta)] + \lambda \cdot \sin 45^\circ \text{ м.м.} \quad (1)$$

Для определения глубины наклепа при несвободном резании принимается, что схема деформации металла в главной секущей плоскости (несвободное резание) аналогична свободному резанию. Исходя из этого, глубина наклепа при несвободном резании может быть подсчитана формулой, представленной ниже:

$$h_{nc} = \left\{ \frac{\sin 45^\circ \cdot \sin (45^\circ + \beta) (a - 2r \cdot \sin^2 \beta / 2)}{\sin \beta} - a \frac{2r \cdot \sin 45^\circ \cdot \sin \beta / 2}{\sin (90^\circ - \beta / 2)} + \left(\frac{a - 2r \cdot \sin^2 \beta / 2}{\sin \beta} \right) \cdot \sin 45^\circ [1 - \sin (45^\circ + \beta)] + \lambda \cdot \sin 45^\circ \left| \frac{\cos \varphi_1}{\cos (\varphi - \varphi_1)} \right. \right\} \text{ м.м.} \quad (2)$$

При выводе этой формулы учитывается, что в направлении действительного схода стружки по передней поверхности резца пластическая деформация за линией среза имеет наибольшее распространение.

Вышеприведенное выражение показывает, что глубина наклепа при несвободном резании зависит от толщины среза a , радиуса округления режущей кромки r , ширины фаски износа на задней поверхности резца δ , главного угла в плане φ и усадки стружки, включающей влияние остальных условий резания (скорости резания, передний угол резца и т. д.).

В формулах, показанных выше, угол сдвига β и действительный угол схода стружки по передней поверхности φ_1 определяются известными в литературе зависимостями.

При остром резце ($\delta = r = 0$) формула (2) принимает простой вид:

$$h_{nc} = \left| \frac{a (1 - 1.41 \sin \beta)}{1.41 \sin \beta} \right| \frac{\cos \varphi_1}{\cos (\varphi - \varphi_1)} \text{ м.м.} \quad (3)$$

Ниже, в таблицах, приведены полученные нами экспериментальные значения глубины наклепа обработанной поверхности и величины глубины распространения пластической деформации за линией среза h_p подсчитанные по зависимостям (2) и (3).

Как показывают данные, для условий резания, часто применяемых в практике (высокие значения скорости резания, низкие и средние значения подачи, ширина фаски δ , радиус r , значения главного угла в плане $\varphi = 45^\circ$ и 60°) при обработке конструкционных пластичных материалов формулы (2) и (3), можно рекомендовать для предварительной оценки глубины наклепа обработанной поверхности.

Таблица 1

Точение, материал Ж. Арык

 $t = 1,0$ м.м, $\gamma = 10^\circ$, $\varphi = 60^\circ$, $\varphi_1 = 10^\circ$, $\alpha = \alpha_1 = 6^\circ$, $\epsilon = 0^\circ$, $R = \rho = \delta = 0$

$S = 0,26$ мм об					$V = 60$ м.мин				
$V \frac{м}{мин}$	δ	φ'	$h_{акс}$	h_p	$S \frac{мм}{об}$	δ	φ'	$h_{акс}$	h_p
8,7	7,3	7°50'	520	613	0,07	8,3	7°10'	264	180
19	7,8	7°24'	531	657	0,097	7,0	8°10'	315	213
30	7,8	7°24'	570	657	0,13	6,3	9°10'	376	239
48	7,27	7°50'	511	613	0,195	6,1	0°30'	420	350
60	6,34	9°	483	517	0,26	6	9°30'	490	486
94	5,84	9°50'	430	460	0,52	5,6	11°20'	552	929
149	4,8	11°50'	352	359	0,77	4,0	14°20'	531	1017
238	4,2	13°40'	321	292					

Таблица 2

Точение, материал стУ8А

 $t = 1,0$, $\gamma = 10^\circ$, $\varphi = 60^\circ$, $\varphi_1 = 10^\circ$, $\alpha = \alpha_1 = 6^\circ$, $\epsilon = 0^\circ$, $R = \rho = \delta = 0$

$S = 0,52$ мм об					$V = 8$ м.мин				
$V \frac{м}{мин}$	δ	φ'	$h_{акс}$	h_p	$S \frac{мм}{об}$	δ	φ'	$h_{акс}$	h_p
36	1,9	29°40'	145	151	0,07	4,5	13°10'	53	71
47	1,68	33°10'	126	104	0,096	4,5	13°10'	75	99
68	1,60	34°40'	110	88	0,13	3	19°10'	75	75
86	1,55	35°40'	100	77	0,195	2,5	23	91	84
107	1,50	36°40'	81	66	0,26	2,2	26	101	91
135	1,40	38°40'	65	47	0,52	2	28°20'	130	172
178	1,34	40°10'	52	32	0,87	1,7	32°50'	176	211
238	1,34	40°10'	46	32					

Таблица 3

Точение, материал ст3

 $V = 238 \frac{м}{мин}$, $S = 0,26 \frac{мм}{об}$, $t = 1,0$ м.м, $\gamma = 10^\circ$, $\varphi = 60^\circ$, $\varphi_1 = 10^\circ$, $\alpha = \alpha_1 = 6^\circ$, $\epsilon = 0^\circ$

$R = \rho = 0$					$R = \delta = 0$				
δ м.м	δ	φ'	$h_{акс}$	h_p	δ м.м	δ	φ'	$h_{акс}$	h_p
0	2,9	19°48'	220	161	0	2,9	19°48'	220	161
0,2	2,85	20	285	267	0,1	2,96	19°30'	233	181
0,5	2,7	21°18'	361	416	0,2	3,12	18°30'	258	211
0,8	2,65	21°42'	383	578	0,3	3,3	17°30'	267	244
0,9	2,6	22°	400	629	0,4	3,8	15°10'	281	301
1,3	2,58	22°12'	461	849	0,5	4,5	12°48'	293	374

С. М. ИСАКЯН

О ВОРОНКООБРАЗОВАНИИ ПРИ ОСЕСИММЕТРИЧНОМ
ИСТЕЧЕНИИ ЖИДКОСТИ ИЗ ДОННЫХ ОТВЕРСТИЙ

1. Известно, что при истечении из круглого отверстия, расположенного в центре дна цилиндрического сосуда жидкость, несмотря на симметричность всех действующих сил, вращается относительно оси симметрии. Вследствие вращения давление над отверстием падает и на свободной поверхности образуется воронка.

Причину указанного явления обычно искали в нарушении симметрии действующих сил.

Здесь показано, что вращение жидкости относительно оси симметрии отверстия является следствием действия устойчивого винтового вихря, отражающего гидродинамическое сопротивление дна сосуда истекающей жидкости, для получения которого не требуется приложения асимметричных сил.

Измеренное автором с помощью шарового зонда пространственное поле скоростей в области воронки (рис. 1) показывает, что в сосуде имеет место сложное спиральное движение. После выхода из отверстия жидкость движется винтообразной струей с двумя выходящими жилками. Описанное приводит к выводу, что вращение в сосуде вместе со скрученной струей представляют одно общее винтообразное движение жидкости при ее истечении через отверстие.

Вследствие гидродинамического сопротивления кромки отверстия истекающей жидкости образуются вихревые кольца или, чаще, винтовой вихревой шнур.

В [1] доказана неустойчивость одноосных вихревых колец, расположенных перпендикулярно относительно оси симметрии колец, а в [2] — устойчивость винтового вихря в очень широком диапазоне его геометрической характеристики: $\text{tg } \alpha = \frac{l}{2-a} > 0,3$ (l — шаг винта, a — радиус)

(рис. 2). Следовательно, более вероятно появление винтового вихря в струе, чем кольцевых вихрей.

Рассматриваемое явление аналогично образованию дорожки Кармана при обтекании тел в плоскости и является ее пространственным случаем.

В противоположность кольцевым вихрям винтовой вихрь обладает, кроме поступательной скорости вдоль оси потока, также вращательной составляющей относительно этой оси [2, 3], что вполне понятно. Это и является причиной вращения истекающей струи жидкости относительно оси симметрии отверстия. Заметим, что здесь безразлично: что именно явилось возбудителем винтового вихря. Важно, что винт есть устойчивая форма существования вихря, к которой могут стремиться любые другие.

Чтобы проверить влияние Кориолисова ускорения Земли на обра-

зование винтового вихря, автором были выполнены опыты по определению направления вращения вихря. Для осуществления истечения жидкости во всех направлениях: вниз, вверх, горизонтально, наблюдения велись как над окрашенной жидкостью, так и над воздушной струей, распространяющейся в воде. Последняя создавалась путем ввода воздуха через иглу шприца в стеклянную трубу, заполненную водой. Направление вращения в наблюдениях подчинялось закону электромагнитного поля. Следовательно, не вращение Земли определяет наблюдаемое вращение истекающей струи. Если даже оно окажется возбудителем винтового вихря, то только в качестве катализатора, направляющего движение к его устойчивой форме.

2 Согласно теореме Стокса винтовой вихрь должен индуцировать в жидкости и противовихрь, который в данном случае может быть как винтовым, так и прямолинейным. Если противовихрь винтовой, он будет обладать поступательной скоростью, направленной против движения истекающей жидкости, то есть в сторону резервуара. Стремясь к свободной поверхности жидкости, он сильно затормозил бы истечение жидкости из отверстия. Если же он прямолинейный, то не имел бы поступательной компоненты скорости в сторону свободной поверхности жидкости в сосуде. Поскольку наблюдения показывают, что на свободной поверхности жидкости в сосуде воронка образовывается и имеет пульсирующий характер, приходим к выводу, что в истекающей струе индуцируется именно винтовой противовихрь, который после выхода к свободной поверхности жидкости выпрямляется и уносится потоком. Как показывают наблюдения, этот процесс повторяется с почти закономерной частотой. Таким образом, устойчивый винтовой вихрь, будучи носителем гидродинамического сопротивления дна сосуда истекаемой из отверстия жидкости, является причиной образования как винтообразного движения струи за отверстием, так и вращения жидкости в сосуде, следовательно, причиной и воронкообразования.

3. Количество жидкости, пропускаемое отверстием в единицу времени

$$Q = \pi a_0^2 V \sqrt{2gH}, \quad (1)$$

где a_0 — радиус отверстия, H — высота слоя воды над отверстием.

При действии сил сопротивления, выраженного винтовым вихрем в струе и воронкой в сосуде, пропускная способность отверстия будет ограничена полем действия винтового вихря. С целью количественной оценки этого воздействия рассмотрим поле скоростей винтового вихря.

В [3] показано, что продольная составляющая скорости вне цилиндра, огибающего ось винтового вихря, равна нулю. Внутри же этого цилиндра равна

$$\frac{\Gamma}{2\pi a \operatorname{tg} \alpha} \quad (2)$$

В таком случае в единицу времени при винтовом вихре будет пропущена жидкость в количестве

$$Q_b = \pi a^2 \frac{\Gamma}{2\pi r \operatorname{tg} \alpha} \quad (3)$$

В силу (1) и (3) коэффициент расхода отверстия

$$m = \frac{Q_b}{Q} = \frac{\pi a^2 \Gamma}{2\pi a \operatorname{tg} \alpha \cdot \pi a \sqrt{2gH}} \quad (4)$$

По условию непрерывности скорость в сечении отверстия, определенная по Торичелли, должна равняться таковой, определенной по (2)

$$V\sqrt{2gH} = \frac{\Gamma}{2\pi a \operatorname{tg} \alpha} \quad (5)$$

С учетом (5) на основании (4)

$$m = \frac{a^2}{a_0^2} \quad (6)$$

Здесь радиус цилиндра a , занимаемого винтовым вихрем, определяется из следующих соображений. Поле скоростей винтового вихря вместе с противовихрем в поперечном сечении может быть представлено в виде пары антисимметричных прямолинейных вихрей. При построении линий тока этой пары вихрей при их поперечном обтекании равномерным потоком, получается нейтральная оболочка, изолирующая вихревую область от остального потока. Как показано в [4], линии тока внутри этой области не зависят от интенсивности вихрей, а полуоси этого контура определяются величинами: $1,73a$ и $2,09a$. Здесь a —полурасстояние между вихрями и в рассматриваемом случае—радиус цилиндра, огибающего винтовой вихрь. Так как винтовые вихри вращаются вокруг оси симметрии, то большой радиус $2,09a$ в данном случае охватывает вихревую область. Совместив отмеченный контур нулевых скоростей с контуром отверстия с радиусом a_0 , получаем величину радиуса винтового вихря

$$a = \frac{a_0}{2,09} \quad (7)$$

В силу (7) на основании (6)

$$m = \frac{a_0^2}{2,09^2 \cdot a_0^2} = 0,229 \quad (8)$$

По экспериментальным данным [5] значение коэффициента расхода для круглых отверстий колеблется в пределах $0,178$ — $0,287$ и в среднем равно $0,233$, т. е. близко к расчетной величине (8).

ЛИТЕРАТУРА

1. H. Levy, A. G. Forsdyke, Proc. Royal Soc., A 111, 1927, pp. 594—604.
2. H. Levy, A. H. Forsdyke, Proc. Royal Soc., A 120, 1928, pp. 670—990.
3. Н. Е. Жуковский. Избранные сочинения, т. 2, 1948, стр. 199.
4. Brillouin, Recherches reventes sur diverses questions d'Hydrodynamique, 1891.
5. А. С. Губсон, Гидравлика и ее приложения, 1934, стр. 93

Р. Г. АЗАРЯН, А. А. БАБЛЯН

К ВОПРОСУ ТРЕЩИНОСТОЙКОСТИ И ПРОЧНОСТИ
НАКЛОННЫХ СЕЧЕНИИ БАЛОК ИЗ ЛЕГКОГО
ЖЕЛЕЗОБЕТОНА ПРИ ОТСУТСТВИИ ПОПЕРЕЧНОЙ
АРМАТУРЫ

Исследования прочности наклонных сечений изгибаемых железобетонных элементов из легких бетонов на естественных пористых заполнителях, насколько авторам известно, никем не производились. Между тем вопрос этот имеет важное значение при определении прочности и трещиностойкости изгибаемых элементов. В связи с этим в лаборатории сопротивления железобетона АН СМ по затронутому вопросу авторами в 1967 году были начаты систематические исследования. В статье приведены результаты первой серии опытов над 16-ю железобетонными балками из бетонов марок 250 и 350 на литондной пемзе.

Все балки имели размеры $200 \times 24 \times 15$ см и были армированы только продольной рабочей арматурой из стали класса А-III, диаметром 14 и 18 мм. Балки были испытаны на изгиб на 50-тонной универсальной машине ГРМ-1 по схеме, показанной на рис. 1. Одновременно по известной методике были испытаны контрольные бетонные кубы и призмы, а также образцы арматурных стержней для определения упруго-пластических и прочностных характеристик бетона и арматуры.

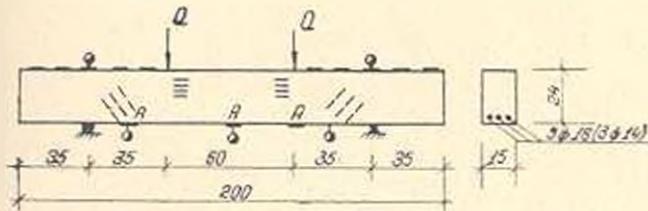


Рис. 1. Схема испытания балки: — датчики на бетоне;
А — датчики на арматуре; B — индикаторы.

Испытания проводились с целью изучения влияния продольного армирования на процесс образования и развития наклонных трещин и характера разрушения по этим трещинам балок из легкого бетона. Появление и развитие наклонных трещин в ходе испытаний фиксировалось визуально и микроскопом с ценой деления 0,05 мм. Деформации бетона и арматуры замерялись тензодатчиками сопротивления, приклеенными к

ЛИТЕРАТУРА

1. H. Levy, A. G. Forsdyke, Proc. Royal Soc., A 111, 1927, pp. 594—604.
2. H. Levy, A. H. Forsdyke, Proc. Royal Soc., A 120, 1928, pp. 670—990.
3. Н. Е. Жуковский. Избранные сочинения, т. 2, 1948, стр. 199.
4. Brillouin, Recherches recentes sur diverses questions d'Hydrodynamique, 1891.
5. А. С. Губсон, Гидравлика и ее приложения, 1934, стр. 93

Р. Г. АЗАРЯН, А. А. БАБЛЯН

К ВОПРОСУ ТРЕЩИНОСТОЙКОСТИ И ПРОЧНОСТИ
НАКЛОННЫХ СЕЧЕНИИ БАЛОК ИЗ ЛЕГКОГО
ЖЕЛЕЗОБЕТОНА ПРИ ОТСУТСТВИИ ПОПЕРЕЧНОЙ
АРМАТУРЫ

Исследования прочности наклонных сечений изгибаемых железобетонных элементов из легких бетонов на естественных пористых заполнителях, насколько авторам известно, никем не производились. Между тем вопрос этот имеет важное значение при определении прочности и трещиностойкости изгибаемых элементов. В связи с этим в лаборатории сопротивления железобетона АН СМ по затронутому вопросу авторами в 1967 году были начаты систематические исследования. В статье приведены результаты первой серии опытов над 16-ю железобетонными балками из бетонов марок 250 и 350 на литондной пемзе.

Все балки имели размеры $200 \times 24 \times 15$ см и были армированы только продольной рабочей арматурой из стали класса А-III, диаметром 14 и 18 мм. Балки были испытаны на изгиб на 50-тонной универсальной машине ГРМ-1 по схеме, показанной на рис. 1. Одновременно по известной методике были испытаны контрольные бетонные кубы и призмы, а также образцы арматурных стержней для определения упруго-пластических и прочностных характеристик бетона и арматуры.

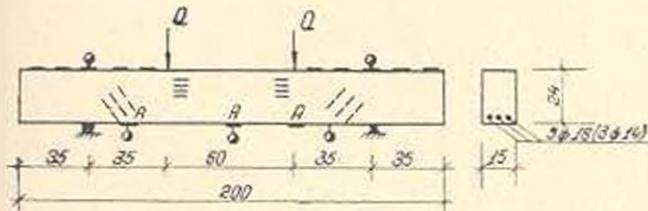


Рис. 1. Схема испытания балки: — датчики на бетоне;
А — датчики на арматуре; ▮ — индикаторы.

Испытания проводились с целью изучения влияния продольного армирования на процесс образования и развития наклонных трещин и характера разрушения по этим трещинам балок из легкого бетона. Появление и развитие наклонных трещин в ходе испытаний фиксировалось визуально и микроскопом с ценой деления 0,05 мм. Деформации бетона и арматуры замерялись тензодатчиками сопротивления, приклеенными к

поверхности бетона (база 50 мм) и к обнаженной арматуре (база 20 мм). Прогобы балок в 3-х точках замерялись мессурами с погрешностью 0,01 мм.

Характеристики опытных балок и основные результаты прямых измерений приведены в табл. 1.

Первые наклонные трещины появились примерно на уровне нейтральной оси — посредине пролета среза — при $Q_{1п} = (0,4 - 0,6) Q_{раз}$. При дальнейшем увеличении нагрузки в большинстве случаев рядом с первой трещиной появлялись новые. Одна из этих трещин, чаще первая, развивалась интенсивно по направлению от силы к опоре и в дальнейшем по этой же трещине происходило разрушение элемента. Здесь же необходимо отметить, что в большинстве балок, в бетоне, над опорами, при $Q > 0,7 Q_{раз}$, появились вертикальные трещины, которые с увеличением нагрузки интенсивно развивались. Появление и развитие вертикальных трещин отмечено также в [1]. Это, по-видимому, является следствием внецентренного обжатия бетона консольных участков балок за счет растягивающих усилий в арматуре.

Результаты испытаний показывают, что нагрузка, при которой появляется первая наклонная трещина, зависит от марки бетона и не зависит от процента армирования и однако, на дальнейшее развитие трещины последний фактор влияет в значительно большей мере. Чем больше процент армирования, тем меньше ширина раскрытия трещин на уровне оси арматуры. По результатам проведенных испытаний первые наклонные трещины в балках появились при усилиях

$$Q_{1п} = k_1 R_p b h_0, \quad (1)$$

где величина k_1 в опытах колебалась в пределах 0,86 - 0,9.

Разрушение балок по наклонным сечениям в основном происходило вследствие среза бетона сжатой зоны по направлению наклонной трещины. Разрушение носило хрупкий характер. В некоторых балках (Б-1—5, Б-1—11 и др) наблюдалось существенное развитие надопорных вертикальных трещин, однако, при этом заметного снижения прочности по наклонным сечениям не наблюдалось.

Согласно действующим нормативным положениям [2] прочность наклонных сечений при отсутствии поперечной арматуры зависит только от проекции предельного усилия в бетоне

$$Q_{01} = Q_0 = \frac{k_2 R_b b h_0^2}{C}, \quad (2)$$

где C — проекция длины наклонного сечения на ось элемента; k_2 — эмпирический коэффициент, который при тяжелом бетоне независимо от марки бетона и других характеристик элемента принимается равным 0,15. Опытные величины k_2 для испытанных балок представлены в табл. 1. Результаты испытаний показывают, что для легкого бетона на литой немзе величина k_2 существенно ниже нормированной величины $k_2 = 0,15$. Результаты проведенных испытаний подтверждают [3] в ог-

Таблица 1

Группы блок	Шифр блок	R_k с.м	R_k кг/см ³	$R_{пр}$ кг/см ²	R_p кг/см ²	R_n кг/см ²	F_n с.м ²	α %	C с.м	$Q_{пр}$ т	$Q_{р-1}$ т	k_1	$\frac{Q_{пр}}{R_p b h_0}$	α_2	$\frac{Q_n C}{R_n b h_0}$	α_3	$\frac{Q_6 C}{R_n b h_0}$
I	Б-1-1	21,7	251	196	14,0	216	7,63	2,3	21,0	4,00	10,0	0,87	0,136	0,150			
	Б-1-2	22,0							25,0	4,25	8,5				0,89	0,132	0,145
	Б-1-3	21,6							29,0	4,00	7,0				0,88	0,134	0,147
	Б-1-4	21,8							21,0	1,00	10,0				0,86	0,135	0,149
II	Б-1-5	21,7	358	280	16,2	312	7,63	2,3	21,5	4,75	11,2	0,90	0,109	0,122			
	Б-1-6	21,9							21,0	5,00	12,1				0,92	0,111	0,123
	Б-1-7	21,9							26,0	5,00	12,0				0,89	0,133	0,148
	Б-1-8	21,6							24,0	4,75	12,0				0,87	0,128	0,143
III	Б-1-9	21,5	358	280	16,2	312	4,62	1,4	26,0	4,75	8,7	0,89	0,103	0,116			
	Б-1-10	22,0							25,0	4,75	8,5				0,88	0,093	0,104
	Б-1-11	22,2							25,0	4,75	10,1				0,89	0,109	0,122
	Б-1-12	21,9							28,0	4,25	8,0				0,86	0,097	0,108
IV	Б-1-13	22,3	275	212	14,5	238	4,62	1,4	29,0	4,50	6,0	0,89	0,094	0,105			
	Б-1-14	22,3							24,0	4,50	9,3				0,89	0,123	0,138
	Б-1-15	22,4							23,0	4,50	9,4				0,88	0,118	0,132
	Б-1-16	22,2							23,0	4,25	10,5				0,87	0,136	0,153

ношении того, что с повышением марки бетона величина коэффициента λ_s уменьшится; продольная арматура участвует в восприятии поперечных сил, действующих в пределах наклонного сечения.

Для надежной работы изгибаемых элементов по наклонным сечениям, кроме надлежащей анкеровки продольной арматуры необходимо устранить опасность развития вертикальных трещин в надопорных участках при его свободном опирании. С этой целью в опорной зоне балок (рис. 2) следует предусмотреть продольную арматуру, которая при наличии поперечной арматуры необходима и для монтажных целей.

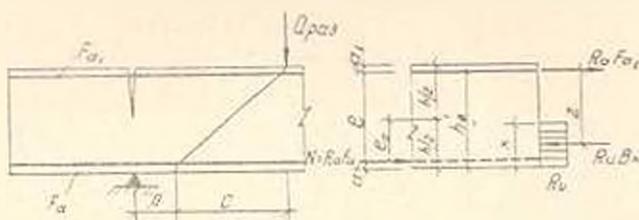


Рис. 2. Схема образования трещины вследствие внецентренного обжатия бетона.

Расчет сечения верхней продольной арматуры F_{a1} можно произвести в предположении внецентренного сжатия заопорной части балки.

Авторы выражают благодарность В. В. Пинаджану за ценные советы, учтенные ими при проведении экспериментов.

АИСМ

Поступило 3.IX.1969.

ЛИТЕРАТУРА

1. Попович Н. А., Школьный И. А. Вопросы прочности и жесткости изгибаемых элементов при нарушении сцепления арматуры с бетоном. Тр. ХИИИ, вып. 21 Харьков, 1962.
2. Бетонные и железобетонные конструкции. Нормы проектирования. СНиП II-V. 1—62.
3. Боршианский М. С. Расчет отогнутых стержней и хомутов в изгибаемых железобетонных элементах по стадии разрушения. М., 1946.

Л. С. ШАКАРЯН

О КОЭФФИЦИЕНТЕ ψ_s ДЛЯ ИЗГИБАЕМЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

При подсчете жесткости изгибаемых элементов неравномерность распределения деформаций крайней сжатой грани бетона учитывается, согласно [1], введением коэффициента ψ_s определяемого отношением средних деформаций бетона на участке между трещинами к деформациям бетона в сечении с трещиной. Экспериментальные исследования, проведенные с изгибаемыми и внецентренно сжатыми элементами на тяжелых бетонах предварительно напряженных и с обычным армированием [2], выявили что значения коэффициента ψ_s находятся в пределах от 0,8 до 1,0.

ношении того, что с повышением марки бетона величина коэффициента λ_s уменьшится; продольная арматура участвует в восприятии поперечных сил, действующих в пределах наклонного сечения.

Для надежной работы изгибаемых элементов по наклонным сечениям, кроме надлежащей анкеровки продольной арматуры необходимо устранить опасность развития вертикальных трещин в надопорных участках при его свободном опирании. С этой целью в опорной зоне балок (рис. 2) следует предусмотреть продольную арматуру, которая при наличии поперечной арматуры необходима и для монтажных целей.

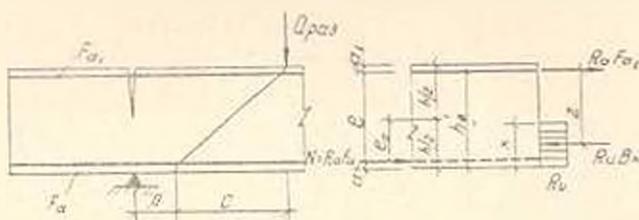


Рис. 2. Схема образования трещины вследствие внецентренного обжатия бетона.

Расчет сечения верхней продольной арматуры F_{a1} можно произвести в предположении внецентренного сжатия заопорной части балки.

Авторы выражают благодарность В. В. Пинадзяну за ценные советы, учтенные ими при проведении экспериментов.

АИСМ

Поступило 3.IX.1969.

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Попович Н. А., Школьный И. А. Вопросы прочности и жесткости изгибаемых элементов при нарушении сцепления арматуры с бетоном. Тр. ХИИИ, вып. 21 Харьков, 1962.
2. Бетонные и железобетонные конструкции. Нормы проектирования. СНиП II-V. 1—62.
3. Боршианский М. С. Расчет отогнутых стержней и хомутов в изгибаемых железобетонных элементах по стадии разрушения. М., 1946.

Л. С. ШАКАРЯН

О КОЭФФИЦИЕНТЕ ψ_s ДЛЯ ИЗГИБАЕМЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

При подсчете жесткости изгибаемых элементов неравномерность распределения деформаций крайней сжатой грани бетона учитывается, согласно [1], введением коэффициента ψ_s определяемого отношением средних деформаций бетона на участке между трещинами к деформациям бетона в сечении с трещиной. Экспериментальные исследования, проведенные с изгибаемыми и внецентренно сжатыми элементами на тяжелых бетонах предварительно напряженных и с обычным армированием [2], выявили что значения коэффициента ψ_s находятся в пределах от 0,8 до 1,0.

Автором заметки, непосредственным измерением на малых базах локальных деформаций крайней сжатой грани бетона в зоне чистого изгиба железобетонных балок, установлено, что величина ψ_0 изменяется в широких пределах в зависимости от стадии загрузки образцов, марки бетона и процента армирования балок (рис. 1). Эксперименты прово-

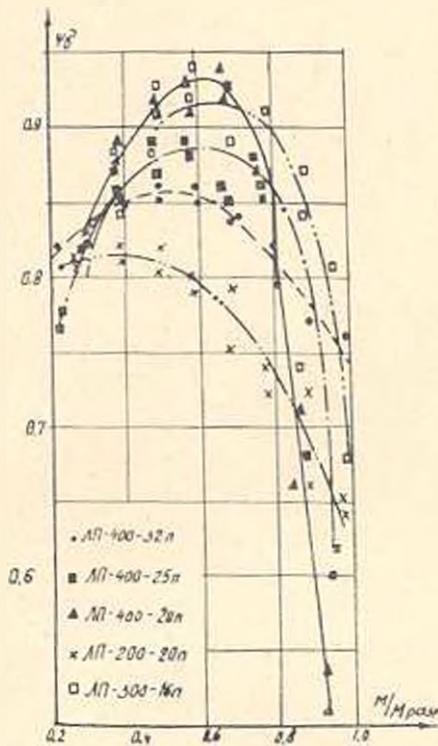


Рис. 1. Экспериментальная зависимость между величинами ψ_0 и $M/M_{кр}$ разр.
 (---) — образцы из легкого бетона марки 100 при $\mu = 2,5\%$;
 ■ (-·-·-) — то же при $\mu = 1,5\%$; ▲ (—) — то же $\mu = 0,8\%$;
 (·-·-·) — образцы из легкого бетона марки 300 при $\mu = 1,3\%$;
 X (-·-·-) — образцы из легкого бетона марки 200 при $\mu = 0,8\%$.

длись на балках размером $15 \times 24 \times 200$ см с расчетным пролетом 180 см из легкого бетона марок 200—400 см на литондной пемзе, армированных стержневой арматурой класса А—III диаметром 16—32 мм с процентом армирования от 0,8 до 2,5%. В момент трещинообразования значения ψ_0 независимо от марки бетона и процента армирования балок находились в пределах 0,76—0,82. С увеличением нагрузки величина ψ_0 в образцах на бетоне марки 400 значительно возрастала и при нагрузках, равных 0,5—0,7 $M_{кр}$, доходила до значений, равных 0,85—0,94. Дальнейшее увеличение нагрузки приводило к уменьшению величины ψ_0 (при малых процентах армирования балок до 0,5). Для образцов на легком бетоне марки 200 увеличение нагрузки до 0,6 $M_{разр}$ не вызвало существенных изменений величины ψ_0 . При увеличении нагрузки от 0,6 $M_{разр}$ до $M_{разр}$ значения ψ_0 заметно уменьшились.

Изменение величины ψ_0 в зависимости от стадии нагружения образцов, по-видимому, может быть объяснено следующим образом. В момент появления трещин в середине деформации бетона на участках между трещинами, благодаря активной работе растянутого бетона, незначительны, в то время как деформации бетона в сечениях с трещинами заметно возрастают. С увеличением нагрузки в сечениях между трещинами интенсивность роста напряжения в растянутом бетоне уменьшается, а в бетоне сжатой зоны — увеличивается. Перераспределение внутренних усилий в бетоне сжатой и растянутой зон приводит к интенсивному росту деформаций бетона сжатой зоны на участках между трещинами, уменьшению интервала в величинах $\varepsilon_{b,c}$ и $\varepsilon_{b,t}$ ($\varepsilon_{b,c}$ — средние фибровые относительные деформации бетона сжатой зоны на участке между трещинами; $\varepsilon_{b,c}$ — то же в сечениях с трещинами) и к увеличению коэффициента ψ_0 . При высоких стадиях нагружения образцов в сечениях с главными трещинами в результате значительного раскрытия трещин и уменьшения высоты сжатой зоны бетона происходит интенсивный рост деформаций бетона. С увеличением процента армирования балок интенсивность изменения величины ψ_0 в зависимости от стадии нагружения образцов уменьшается. Отметим, что значительное уменьшение величины ψ_0 , при нагрузках, близких к разрушающим, наблюдалось также и в экспериментах [3] при испытании на изгиб ненапрягаемых балок из тяжелого силикатного бетона.

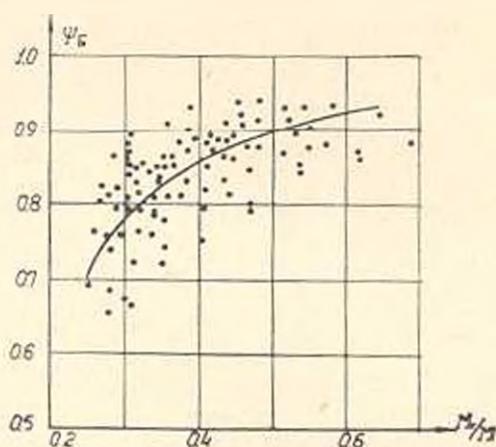


Рис. 2. Зависимость между величинами ψ_0 и M_t/M .

Зависимость между экспериментальными значениями коэффициента ψ_0 и величиной M_t/M может быть описана уравнением (рис. 2)

$$\psi_0 = 1.1 - \frac{0.1}{M_t/M}$$

где M_t — момент трещинообразования, зависящий от прочности бетона и процента армирования балок; $M > M_t$.

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Строительные нормы и правила. Часть II, раздел В. Глава 1. Бетонные и железобетонные конструкции. Нормы проектирования СНиП II-V. 1-62
2. Мулин Н. М., Артемьев В. Н. и др. Обоснование расчета деформаций железобетонных конструкций по проекту новых норм «Бетон и железобетон», № 11, 1962.
3. Гусакон В. Н., Бодянов В. В. Исследование изгибаемых элементов с обычным армированием, изготовленных из тяжелого сжимаемого бетона, Труды ВНИИСТРОМ, 4, 32, М., 1965.

ХРОНИКА

ВАРОС ВАГАРШАКОВИЧ ПИНАДЖЯН
 (к шестидесятилетию со дня рождения)

27 декабря 1969 года исполняется 60 лет со дня рождения и 39 лет научной, инженерной и педагогической деятельности доктора технических наук, профессора Пинаджяна Вароса Вагаршаковича, известного советского специалиста в области железобетонных и металлических конструкций.



Варос Вагаршакович начал свою трудовую деятельность в 1930 г. в Закавказском Институте Сооружений (Тбилиси, ныне ТНЦСГЭИ им. Винтера). В этот период он участвовал в экспедициях по изысканию трассы Транскавказской железной дороги Гори-Даргкок, изучению причин образования и разработке мер борьбы со снежными обвалами на Военно-Грузинской дороге. Участвовал в разработке методов расчета строительных конструкций по разрушающим нагрузкам. С 1938 г. он переводится в Москву, где в возглавляемой им лаборатории железобетонных мостов Всесоюзного транспортного ЦНИИ по строительству им

проводятся оригинальные экспериментально-теоретические исследования по проблеме прочности и трещиностойкости несущих элементов конструкций железобетонных мостов. Основные результаты этих исследований были изложены в специальном сборнике трудов ЦНИИ под названием «Опытно-теоретические исследования железобетонных конструкций» (М., 1940) и использованы в дальнейшем при разработке технических условий по проектированию железнодорожных мостов. Он участвует в строительстве ж.-д. магистрали Акмолинск-Карталы (Казахстан) и реконструкции мостов магистрали Москва—Донбасс.

В годы Отечественной войны В. Пинаджян возглавляет отдел мостов Управления военно-восстановительных работ НКПС СССР. В период наступательных операций Советской Армии он осуществлял техническое руководство по восстановлению мостовых переходов через круп-

ные водные преграды (реки Ингул у Николаева, Висла у Демблина, Одер у Франкфурта, Эльба у Степдаля), в связи с чем награждается восьмью орденами и медалями СССР, орденом Польской Народной Республики.

В послевоенный период В. Пинаджян в Ереване в Академии наук Армянской ССР продолжает свои исследования по проблеме устойчивости стержней и стержневых систем, основные результаты которых были отражены в его монографии «Некоторые вопросы предельного состояния сжатых элементов конструкций» (Ереван, 1956). Эта книга получила широкое признание у нас и за рубежом. В книге, написанной совместно с Н. А. Словинским и Л. Я. Вишером «Железобетонные арочные мосты с жесткой арматурой» (Ереван, 1962), обобщен опыт применения традиционного и эффективного вида монолитного железобетона в мостостроении, а в книге «Прочность железобетона с несущей арматурой» (Ереван, 1966) развита теория расчета на случай длительной действующей нагрузки на элементы конструкции и обобщен опыт закавказских республик по применению железобетона с несущей арматурой в транспортном и гидротехническом строительстве. С 1958 года в Лаборатории сопротивления железобетона АИСМ под руководством проф. В. Пинаджяна ведутся систематические исследования по проблеме прочности предварительно напряженного легкого бетона. Результаты исследований АИСМ наряду с аналогичными работами НИИЖБ, ЦНИИСК им. Кучаренко и Минского НИИ стройматериалов по легким бетонам на искусственных заполнителях были положены в основу выпущенных недавно «Рекомендаций по проектированию конструкций из легких бетонов» (М., 1969). Два сборника научных сообщений АИСМ, посвященных предварительно напряженному легкому бетону на естественных заполнителях вулканического происхождения и, в частности, исследованиям по усталостной прочности, трещиностойкости, жесткости, легкого железобетона при изгибе, сжатии и кручении получили высокую оценку у нас в стране и за рубежом.

В. В. Пинаджяном подготовлено много молодых специалистов — 16 его аспирантов успешно защитили диссертации. Немало времени он отдает общественной работе, являясь заместителем председателя Армянского правления ИТО стройиндустрии, зам. ответственного редактора «Известий АН АрмССР (серия технических наук)», членом редколлегии журнала «Промышленность Армении», председателем Ереванского отделения национальной комиссии ФНИ. В связи с юбилейной датой приятно отметить, что Варос Вагаршакевич полон сил и энергии. Пожелаем же ему доброго здоровья и дальнейших успехов в его творческой деятельности.

Академики АН Армянской ССР А. Г. НАЗАРОВ, М. В. КАСЬЯН

ԲՈՎԱՆԴԱԿՈՒԹՅՈՒՆ

«Հայկական ՍՍՀ ԳՍ տեղեկագրի» (սովետական գլխուրյուննելի սերիա)
XXII հատորում գեանդված հուլվածների

ՀԱՆՎՈՒԹՅԱՆ ՏԵՆՆԻԿԱ

Կ. Կ. Արաւաւայան, Ս. Ա. Հակոբյան, <i>Մոզելի աղապատիվայան պարամետրի օպտիմալ արմեքի որոշումը էլեկտրոնային չափիչ մեքենայի միջոցով</i>	3— 40
Զ. Ա. Ավետիսյան, <i>Մարքսիստի փեարուճը հարմարադոր ուղղութիւններէ երկաշնությամբ</i>	1— 14
Ա. Վ. Նիկոլայան, Ս. Լ. Գաննեւ, Գ. Մ. Կոտայայան, <i>Տեստերի սխեմայի մշակում՝ վիճակագրական մեթոդով տրիգերի ինտեգրալ սխեմայի թողարկման ստուգում կատարելու համար</i>	4— 33

ՀԻՊՐԱՎԵԿԱ

Զ. Ս. Այվազյան, <i>Բայ տուներում անհազատարալափ զանդաղափոխ շարժման ինդրավիկան զիմադրության զործակցի կըսպերիմենտալ հետազոտման մեթոդիկայի շուրջը</i>	3— 19
Մ. Հ. Ստուշկյան, <i>Հիդրոմիլիկական կորուստները հեղուկի շկայունացած արագացող շարժման լամինար սեմիմի զեպքում</i>	2— 71
Ս. Մ. Կասաբեյան, Տ. Կ. Կուլակյան, Ն. Ս. Կլարյան, <i>Երման կորուստների մասին ստույգնեցիաների ուղղամիջ շարժման ժամանակ</i>	3— 13
Ի. Վ. Նյլլաբաբով, <i>Ջրի մասին զիտութիւնը և զուղակից բնական զիտութիւնները</i>	3— 3

ՍԱՐԳՍԿԱՆՈՒԹՅՈՒՆ

Զ. Մ. Դիւ, Յու, Մ. Խոշայանց, <i>Ինտեգրող էլեկտրաքիմիական տեւորդի սխեմանցիլ ֆունկցիայի վերարեբայ</i>	6— 16
---	-------

ԷՆԵՐԳԵՏԻԿԱ

Զ. Տ. Աղոնց, <i>Պատասիվ բազմարեւոի մնայուն սեմիմի չափման ալդորիթմի հետադոտումը</i>	4— 2
Զ. Տ. Աղոնց, <i>Ակտիվ և սեակտիվ լիդրութիւնների կորուստների մասնաժոր ամանդայաների, ըստ էներգոտեխնիկ պարամետրերի, չափարկման երկու ալդորիթմների հետազոտութիւնը</i>	6— 3
Ռ. Հ. Ամուլիյան, <i>Սխեմաների հաճատարումների մատրիցաների չափման ավտոմատացման հարցի շուրջը</i>	3— 77
Գ. Հ. Ավուխյան, <i>էլեկտրական և մագնիսական տատիկ զաշաների էկիվէներգետիկ մակերեւութները</i>	5— 44
Զ. Ս. Քոտայանց, Ս. Վ. Կոստիկյան, <i>ՀէՆ-ի բեւեղածրի ներկայանային օպտիմալ բաշխում զինամիկ ժրագրման մեթոդով</i>	1— 59
Վ. Ն. Քոնկիմ, <i>ՋէՆ-ի բեւեղածրի օպտիմալ բաշխման անալոգային ստրքի ճշտության ուսումնասիրութիւնը</i>	5— 38
Ք. Յա, Լիկտայիեղեւ, Մ. Կ. Պանկոյան, <i>Համեմատման րեղանրացված շղթաների էներգետիկ հարարերակցութիւնները</i>	4— 12

է. Հ. Հովտելիյան. Էյնկտրակայանների օպտիմալ հզորությունների և նրանց շահագործման հանձնելու մամկնտների որոշման մեթոդիկան 2— 28

Ա. Մ. Սարգսյան, Գ. Հ. Ալիտիսյան, Յու. Աղասյան, Ս. Ա. Սարգսյան. Էներգետիկ երևույթների առաձեռնահատկությունները բազմափուլ ու շինարարիկ սխեմաներում 3— 30

Գ. Ս. Ալյուևյան. Գինամիկ քննությանը կրթական նպատակներին ֆունկցիոնալ մոտարկելու մեթոդ 5— 30

Հ. Մ. Սկրյուլյան. Պաշտատարրինային և շոդեգագային տեղակայումների ջերմային սխեմաների վերլուծության շուրջը 2— 20

Ա. Վ. Նահվելդյան, Գ. Ա. Քառնազյան, Ռ. Ռ. Հովալիմյան. Հիդրոէլեկտրային էներգահամակարգերի սրահան ուժիմների օպտիմալացումը ՀէԿ-երի ներքին բյնֆի մակարդակների տատանումների հաշվարկում 6— 13

ՉԵՐՄԱՏՆԵՆԻԿԱ

Հ. Մ. Բարալյան, ՋէԿ-ի կաթսայական խմբի ուժիմի օպտիմալացման այդորիքում որն է տեսակի վառելիքի տված ծախսի ղեկարում 4— 22

Մ. Մ. Մարտիչյան, Կ. Գ. Հովհաննիսյան. Վուկանազադիտղ պոլիէթիլենե մեկուսիչով կարելային շինվածքների վուկանացման առողության հաշվարկի շուրջը 7— 53

ՄԻԿՐՈՆԱԿՆԱԿՆԻԿԱ

Ա. Ա. Կապուրյան, Մ. Գ. Ստակյան, Յիկելային ծոման և ստատիկ ոլորման համատեղ ազդեցության ղեկարում սյուզպատի դիմազկունության վերաբերյալ 5— 24

Վ. Մ. Քաիրյան. Հարթ ուղղադիր-ուղղորդային մեխանիզմի սինթեզը, երբ զժող կետը գտնվում է շարժամասի առանցքի վրա 4— 15

Հ. Հ. Կաստունյան. Մեկ զեղային և երեք զլանային ուղղորդով բնահանուր տեսքի բառողակ շղթայի օղակների հարաբերական տեղափոխումների որոշումը 1— 24

Հ. Հ. Կաստունյան. Հավող ղեռով և հարթությունով օժտված բնահանուր տեսքի եռօղակ մեխանիզմի աղակների հարաբերական տեղափոխումների մասին 2— 8

Ի. Ա. Տեր-Աղաբե, Լ. Մ. Մուկարյան. Ապարների կտրման մամանակ զործիքի կտրող մեխանիզմի օղակների հարաբերական տեղափոխումների մասին 2— 3

Ի. Ա. Տեր-Աղաբե, Լ. Մ. Մուկարյան. Խորվածային դաշտը կտրիչի նտին կիստի տակ՝ ապարների կտրման մամանակ 3— 35

Կ. Ն. Շուքրազյան, Վ. Մ. Քաիրյան. Տարածական բառողակ մեխանիզմի սինթեզը և սնկյունների ղեհահատկանը շարժաթևա-ճոճանակ զուղեքում 6— 32

Ի. Գ. Չավալյան, Է. Լ. Չավալյան. Շարժաթևային կտրերի կտրությունը 6— 20

Ա. Գ. Ստակյան, Ա. Մ. Ալյանտով. Լիստների պայտելային անցումների վրա սուր եզրազմային կոնցենտրատորների վերադրման էֆեկտի ուսումնասիրումը 6— 19

Մ. Գ. Յանուզյան, Ռ. Ա. Գուկասյան. Պարույրաձև գալլիկոնի տատանումների և նրա կայունության պայմանների մասին 2— 15

ՄԵՏԱՂԱՅԻՏՈՒԹՅՈՒՆ

Ա. Ն. Գիլբանկիչ, Հ. Կ. Աբրահամյան. ՇԱ-ՄԻ միահալվածքի բարակ թաղանթների առացումը վակուումում փոշենսանցումով 1— 48

ՀԻԿԱՐԱՐԱԿԱՆ ԿՈՆՍՏՐՈՒԿՑԻԱՆԵՐ ԵՎ ՀԻԿԱՐԱՐԱԿԱՆ ՄԵՆԱՆԻԿԱ

Գ. Ա. Ալյուևյան, Է. Ս. Խաչիյան, Հ. Յ. Պողոսյան. Կախովի ծածկերի սեյսմակայունության հետազոտման շուրջը 4— 27

Հ. Հ. Քարայան, Ռ. Հ. Ապարյան, Խեթե երկաթ բետոնե ծովող էլեմենտների թեք հարթությունից կրողակներով կառուցվածքային ուսումնասիրություն 2— 39

Ա. Վ. Ուլյուբելյան. Բետոնյա և երկաթբետոնյա հեծանների դիմադրության հարցի մասին ոլորման ղեկարում 2— 11

Տ. Ա. Գուրյան. Բազմահարկ շենքերի աղատ տատանումների պարբերությունների ու ձևերի վրա հարկերի մասսաների անհավասարության ազդեցության վերաբերյալ 1— 10

Է. Ա. Խաչիյան, Վ. Ա. Զատարյան. Երևան քաղաքում կառուցված բարձրաճարկ կարկասային շէնքերի զինամիկ բնութագրերի մասին	3— 14
Է. Ս. Խաչիյան, Լ. Ո. Վալարյան, Զ. Պ. Ավսիյան. Բազմաստիճան կանգնակների համախառնությունների և տատանման ձևերի որոշման շուրջը	6— 49
Վ. Ա. Կառապետյան. Քեթն երկաթբետոնե շենքերի ակղմված բետոնում լարումների բաշխման չքսպերիմենտայ ուսումնասիրություն	5— 9
Վ. Ք. Ղուկասյան, Ռ. Ս. Մինասյան. Պանելների սահրի (շեղման) ամրությունը որոշելու մոտավոր եղանակ	5— 13
Վ. Մ. Մոսկվին, Վ. Ի. Ներսեյան. Քաական թեթև շէնքերով պատրաստված բեռնափորված բետոնի քապանգրչիության մասին	1— 12
Ի. Վ. Վարդանյան. Քետոնի սողքի վրա ծածուն ժամանակ անիզոտրոպիայի ազդեցության վերաբերյալ	1— 36
Վ. Վ. Փինաոյան. Լաշտակն փատվածքի ձևի ազդեցությունը պողպատե ակղմված ձողերի ամրության վրա	1— 3
Վ. Վ. Փինաոյան, Ս. Ա. Բաղդասարյան. Սեղմված մետաղական ձողերի հաշվարկի ունիֆիկացիայի ներառությունը շուրջը՝ պողպատե և ալյումինե կոնստրուկցիաների նախագծման ետրմաների վերամաշման կազակցությամբ	5— 9

ԿԻՏԱԿԱՆ ԿՈՔԵՐ

Ռ. Հ. Ազարյան, Հ. Հ. Բարսյան. Առանց լայնական ամրանների թեթև երկաթբետոնե շենքաների թեթև հատվածների հարակալանություն ու ամրության հարցի շուրջը	6— 61
Ս. Մ. Իսումալյան. Զագարառաչացումն առանցքային սեմնարիա ունեցող փատակային անցքերից արտահոսելիս	6— 59
Հ. Հ. Զարույանյան. Կտրման ժամանակ մակերևույթի ամրագման խորությունը որոշելու անալիտիկ արտահայտություն	6— 56
Խ. Ա. Նավոյան. Լեռնային ջրբերգուիչի ստորաարածի հիդրավիկական հաշվարկը սկզբնական ելքի առկայության դեպքում	5— 43
Լ. Ս. Շախարյան. Մոմոլոց էլեմենտների Չճ գործակցի վերաբերյալ	6— 67
Ա. Տ. Պարիեով. Քեթն բետոնից Չ Դ տիպի նախալարված սալերի նախագծման հարցի շուրջը	1— 45
Վ. Ս. Սկրուլեով. Լ. Դ. Սեկուով. Ա. Ն. Իլայկիլև. Պրազեոդիմի պլաստիկության վերաբերյալ	1— 42
Ե. Դ. Սեկուով. Ա. Ն. Իլայկիլև. Վ. Ա. Սկրուլեով. Մկանդրումի սահմանային պլաստիկության ուսումնասիրությունը	5— 58
Մ. Ս. Ստեպանովա. Զերմաբախտեությունը ծովազրի սահնցման ժամանակ	5— 57
Հ. Վ. Փելտալյան. Սեյսմիկ ազդեցությունների ժամանակ խոշորասանելի շենքերի պատերի Աուսոխոնիության վերաբերյալ	2— 17

СОДЕРЖАНИЕ

XXII тома «Известия АН Армянской ССР (серия технических наук)»

Вычислительная техника

- К. Г. Абрамян, С. А. Аюбян.* Определение оптимального значения параметра адаптивности модели с помощью ЭЦВМ 3—40
- Д. А. Аветисян.* Поиск максимума вдоль подходящих допустимых направлений 1—14
- А. В. Николаев, В. Л. Доннер, П. М. Шатилян.* Разработка системы тестов для выходного контроля интегральной схемы триггера статистическим методом 4—33

Гидравлика

- О. М. Айвазин.* К методике экспериментального исследования коэффициента гидравлического сопротивления при неравномерном плавноизменяющемся движении в открытых руслах 3—19
- М. Г. Барсегян.* Гидравлические потери при ламинарном режиме неустановившегося ускоренного движения жидкости 2—31
- А. М. Гаспарян, Т. Г. Колчаян, Н. С. Икарин.* О потерях на трение при вертикальном движении суспензий 3—13
- И. В. Егизаров.* Наука о воде и сопредельные естественные науки 3—3

Приборостроение

- В. М. Фиш, Ю. М. Ходжаинц.* О передаточной функции интегрирующего электрохимического тетрода 6—41

Энергетика

- Г. Т. Адоиц.* Исследования алгоритма расчета стационарных режимов пассивного многополюсника 4—3
- Г. Т. Адоиц.* Исследования двух алгоритмов расчета частных производных от потерь активной и реактивной мощностей по параметрам режима энергосистем 6—3
- Р. А. Амирикян.* К вопросу автоматизации расчета матриц уравнений электрических схем 3—24
- Д. О. Аветисян.* Экиэнергетические поверхности электрических и магнитных статических полей 5—44
- Г. А. Бурнацян, С. В. Шахвердян.* Оптимальное внутростанционное распределение нагрузки ГЭС методом динамического программирования 1—23
- В. Н. Букин.* Исследование точности аналогового устройства для оптимального распределения нагрузок на ТЭС 5—36
- В. Я. Диктциндер, М. Г. Паглавян.* Энергетические соотношения обобщенной цепи сравнения 4—12

- М. М. Маркосян, Л. О. Аветисян, Ю. М. Агисян, М. С. Саркисян. Об особенностях энергетических процессов в несимметричных многофазных системах 3-30
- Д. С. Мелконян. Метод аппроксимации динамических характеристик экспоненциально-синусоидальными функциями 5-30
- А. М. Акртчян. К анализу тепловых схем газотурбинных и парогазовых установок 2-20
- Э. О. Овсепян. Методика определения оптимальных мощностей электростанций и сроков их ввода 2-28
- С. В. Шахвердян, Г. А. Буриачян, Р. Р. Овакимян. Оптимизация суточных режимов гидро тепловых энергосистем с учетом колебаний уровней нижнего бьефа ГЭС 6-13

Теплотехника

- Д. М. Бабян. Алгоритм оптимизации режима котельной группы ТЭС при заданном расходе одного из видов топлива 4-22
- М. М. Маркосян, К. Г. Оганесян. К расчету времени вулканизации кабельных изделий с использованием вулканизирующегося полиэтилена 1-53

Машиностроение

- С. А. Гаспарян, М. Г. Стакян. О выносливости стали при совместном циклическом изгибе и статической кручении 5-24
- Р. П. Джавидян, Э. Л. Джавидян. Кривизна шатуновых кривых 6-20
- А. А. Касаманян. Определение относительных перемещений звеньев четырехзвенной цепи общего вида с одной шаровой и тремя цилиндрическими парами 1-28
- А. А. Касаманян. Об относительных перемещениях звеньев трехзвенного механизма общего вида с соприкасающимися шаром и плоскостью 2-8
- М. Г. Стакян, А. М. Авансгов. Исследование эффекта наложения надрезов в галтельных переходах валов 6-29
- В. М. Таирян. К синтезу плоского приемолинейно-направляющего механизма с чертающей точкой на оси шатуна 4-15
- И. А. Тер-Азарьев, Л. М. Макарян. Анализ выкрашивания режущей кромки инструмента при резании горных пород 2-3
- И. А. Тер-Азарьев, Л. М. Макарян. Напряженное поле под задней поверхностью резца при резании горных пород 2-35
- М. Г. Фигурин, Б. С. Гукасян. О колебаниях спирального сверла и условиях его устойчивости 2-15
- К. Х. Шахбазян, В. М. Таирян. Синтез пространственного четырехзвенного механизма и некоторые вопросы уменьшения потерь 6-37

Металловедение

- А. И. Поднякович, Г. К. Абрамян. Получение тонких пленок сплава Sn-Ti вакуумным напылением 1-48

Строительные конструкции и строительная механика

- Г. А. Аболян, Э. Е. Хачиян, Г. Ц. Ногосян. К исследованию сейсмостойкости висячих покрытий 4-27
- А. А. Бабян, Р. Г. Таирян. Экспериментальное исследование несущей способности изгибаемых элементов из легкого железобетона по наклонным сечениям 2-30

А. В. Белубекян. К вопросу сопротивления бетонных и железобетонных балок при кручении	2—14
Г. В. Вартанян. О влиянии анизотропии на ползучесть бетона при кручении	1—36
Т. А. Гороян. О влиянии неравенства поэтажных масс на периоды и формы свободных колебаний многоэтажных зданий	1—10
В. К. Гукасян, Р. С. Минасян. Приближенный способ определения прочности панелей при перекосе	5—18
В. А. Карапетян. Экспериментальное изучение распределения напряжений в сжатом бетоне балок из легкого железобетона	5—9
В. М. Моекян, В. Г. Нурегян. О проницаемости нагруженного бетона на природных легких заполнителях	1—42
В. В. Пинанджян. Влияние формы поперечного сечения на прочность сжатых стальных стержней	1—3
В. В. Пинанджян, С. А. Багдасарян. О возможности унификации расчета сжатых металлических стержней в связи с пересмотром норм проектирования стальных и алюминиевых конструкций	5—3
Э. Е. Хачикян, В. А. Закарян. О динамических характеристиках каркасных зданий повышенной этажности, возведенных в г. Ереване	3—14
Э. Е. Хачикян, Л. С. Казарян, Д. П. Авакян. К определению частот и форм колебаний многоступенчатых стоек	6—49

Научные заметки

Р. Г. Азарян, А. А. Бабамян. К вопросу трещиностойкости и прочности наклонных сечений балок из легкого железобетона при отсутствии поперечной арматуры	6—63
Г. А. Арутюнян. Аналитическое выражение для определения глубины наклона обработанной поверхности при резании	6—56
Л. А. Акопян, Г. М. Бертенев. О температурной зависимости силы прилипания каучукоподобных полимеров к твердым поверхностям	5—34
С. М. Исаян. О воронкообразовании при осесимметричном истечении жидкости из донных отверстий	6—59
Х. А. Навоян. Гидравлический расчет галерей горного подпорника при наличии начального расхода	5—49
А. Т. Парников. К вопросу проектирования предварительно напряженных паней 2Т из легкого бетона	4—45
О. В. Пичет, малджян. О деформации стен крупнопанельных зданий при сейсмических воздействиях	2—52
В. А. Скуднов, Л. Д. Соколов, А. И. Гладких. О пластичности празеодима	4—43
Л. Д. Соколов, А. И. Гладких, В. А. Скуднов. Исследование предельной пластичности скандия	5—52
М. А. Степанова. Теплообмен при замораживании морской воды	5—57
А. С. Шакарян. О коэффициенте β для изгибаемых элементов	6—67

Исследования двух алгоритмов расчета частных производных от потерь активной и реактивной мощности по параметрам режима энергосистемы. Адоиц Г. Т. «Известия АН Арм. ССР (серия ТН)», т. XXII, № 6, 1969, 3—12.

Излагаются два различных алгоритма точного расчета частных производных: $\frac{\partial z}{\partial P_m}$, $\frac{\partial z}{\partial Q_m}$, $\frac{\partial q}{\partial Q_m}$, $\frac{\partial q}{\partial Q_m}$, где z — активные, q — реактивные потери, а P и Q — параметры режима генераторных и нагрузочных узлов многополюсника, эквивалентного схеме замещения энергосистемы.

Примеры расчета по программам, реализующим эти алгоритмы на ЦВМ дали строго совпадающие результаты.

Анализ этих программ показывает, что для практических расчетов предпочтительнее программа, основанная на первом из этих алгоритмов. В статье приводятся результаты решения одной задачи на ЦВМ «Раздан-2». АрмНИИЭ располагает программами, реализующими оба алгоритма на ЦВМ.

Иллюстрация 1. Библиография 1.

Оптимизация суточных режимов гидротепловых энергосистем с учетом колебаний уровней нижнего быфа ГЭС. Шахвердян С. В., Бурпачян Г. А., Овакян Р. Р. «Известия АН Арм. ССР (серия ТН)», т. XXII, № 6, 1969, 13—19.

Приводится решение задачи оптимизации режимов работы сложных энергосистем, состоящих из n гидростанций и m теплостанций в том случае, когда учитываются нестационарные процессы уровней нижнего быфа некоторых ГЭС в системе. Задача решается на основе аппарата динамического программирования в сочетании с методом постепенного приближения (циклическая диспертизация). Приводится блок-схема машинной программы и решается задача для конкретной энергосистемы. Показывается эффект влияния нестационарных процессов в нижнем быфе ГЭС на оптимальный режим энергосистемы по сравнению со случаем постоянного напора и фактического распределения нагрузки системы.

Иллюстрация 1. Библиографий 4.

Кривизна шатунных кривых. Джавахян Р. П., Джавадян Э. Л. «Известия АН Арм. ССР (серия ТН)», т. XXII, № 6, 1969, 20—28.

Аналитическим путем определяется радиус кривизны шатунных кривых плоских четырехзвенных механизмов. Получены общие для четырехзвенных механизмов формулы для определения диаметра поворотной окружности, угла, координирующего нормаль к центроидам относительно оси кривошипа, и радиуса кривизны шатунной кривой при заданных кинематических параметрах движения шатуна, а также в случае, когда заданы положение и параметры схемы плоского четырехзвенного механизма.

Иллюстрация 1. Библиографий 8.

Исследование эффекта наложения надрезов в галтельных переходах валов. Стакян М. Г., Аванесов А. М. «Известия АН Арм. ССР (серия ГН)», т. XXII, № 6, 1969, 29—35.

Рассматривается случай наложения острых контурных надрезов, имитирующих дефекты механической обработки, на поверхности конструктивного концентратора напряжений—галтельного перехода вала. На основании фотоупругих изменений моделей валов и циклических испытаний стальных образцов с подобными сложными надрезами выявлен характер изменения эффекта наложения надрезов, когда последние при различных геометрических параметрах меняли свое взаимное расположение.

Дана вероятностная оценка значений эффективных коэффициентов концентрации напряжений и коэффициента β_2 , учитывающего изменение эффекта наложения надрезов.

Таблица 1. Иллюстраций 1. Библиографий 7.

Синтез пространственного четырехзвенного механизма и некоторые вопросы уменьшения потерь. Шахбазян К. Х., Таирян В. М. «Известия АН Арм. ССР (серия ГН)», т. XXII, № 6, 1969, 37—43.

Дается аналитический метод синтеза пространственного кривошипно-коромыслового механизма в расположениях, предложенных Н. Н. Левитским и В. П. Полухиным, позволяющий упростить и унифицировать методы анализа и синтеза. За критерий оценки качества передачи принят коэффициент потерь, который увязывается с параметрами схем механизма на рассмотрении равновесия опоры ведомого звена с учетом трения. Получены ограничения на углы давления и вспомогательный, что позволяет контролировать синтезируемые механизмы по условиям передачи сил.

Иллюстраций 2. Библиографий 2.

О передаточной функции интегрирующего электрохимического тетрода. Фиш В. М., Ходжаянц Ю. М. «Известия АН Арм. ССР (серия ГН)», т. XXII, № 6, 1969, 44—48.

Предлагается истолкование работы тетрода, основанное на представлении структурной схемой в виде звена, охваченного сто процентной положительной обратной связью. Получено выражение для передаточной функции интегрирующего тетрода. Показано удовлетворительное совпадение теоретических и экспериментальных результатов.

Иллюстраций 2. Библиографий 3.

К определению частот и форм колебаний многоступенчатых стоек
Хачиян Э. Е., Казарян Л. С., Авакян Д. П. «Известия АН Арм. ССР (серия ТН)», т. XXII, № 6, 1969, 49—55.

Рассматриваются изгибные колебания многоступенчатых стоек. Пользуясь методом математической индукции, получены рекуррентные формулы для вывода уравнения частот и определения коэффициентов формы колебаний при произвольном числе ступеней. Приводится блок-схема для решения задачи на электронной вычислительной машине. Рассмотрены примеры определения частот и форм колебаний для двух, трех и десятиступенчатых стоек.

Таблиц 1. Иллюстраций 3. Библиографий 2.

Аналитическое выражение для определения глубины наклепа обработанной поверхности при резании, Арутюнян Г. А. «Известия АН Арм. ССР (серия ТН)», т. XXII, № 6, 1969, 56—59.

Методом линий скольжения и гипотезы жестко-пластического материала, построена пластическая область в предрезцовой и подрезцовой зонах реза. По этой схеме предложено аналитическое выражение для определения глубины распространения пластической деформации за линией среза при свободном и несвободном резаниях.

Сравнение экспериментальных данных глубины наклепа с расчетными данными глубины распространения пластической деформации за линией среза дает удовлетворительное совпадение, что делает возможным рекомендовать полученные зависимости (условия резания, часто применяемые на практике) для предварительной оценки глубины наклепа обработанной поверхности.

Таблиц 3.

О воронкообразовании при осесимметричном истечении жидкости из донных отверстий, Исаакян С. М. «Известия АН Арм. ССР» (серия ТН)», т. XXII, № 6, 1969, 59—63.

Рассматривается явление донного истечения жидкости с воронкообразованнем. Выявлено, что причиной вращения жидкости относительно оси симметрии является образование устойчивого вихревого вихря. Дана количественная оценка влияния вращения на коэффициент расхода отверстия, а также определена пассивирующая способность воронки, образующихся при истечении жидкости с вращением.

Иллюстраций 2. Библиографий 5.

К вопросу трещиностойкости и прочности наклонных сечений балок из легкого железобетона при отсутствии поперечной арматуры. Азарян Р. Г., Бабаян А. А. «Известия АН Арм. ССР (серия ТН)», т. XXII, № 6, 1969. 63—67.

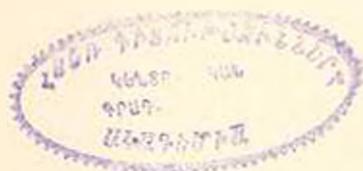
Приводятся результаты испытаний 16 балок из легкого железобетона на литондной пемзе при действии поперечных сил. По результатам проведенных экспериментальных исследований предлагается введение в расчетные формулы действующих нормативных положений соответствующих поправочных коэффициентов.

Таблица 1. Иллюстраций 2. Библиографий 3.

О коэффициенте ψ_d для изгибаемых элементов. Шакарян Л. С. «Известия АН Арм. ССР (серия ТН)», т. XXII, № 6, 1969. 66—69.

Приводятся результаты экспериментального исследования закономерности изменения величины ψ_d от стадии загрузки образцов—железобетонных балок из легкого бетона на литондной пемзе, армированных стержневой арматурой класса А-III с процентом армирования μ от 0,8 до 2,5. Приводится формула для определения величины ψ_d в зависимости от уровня нагрузки.

Иллюстраций 2. Библиографий 3.



Բ Ո Վ Ա Ն Կ Ա Կ Ո Ւ Փ Յ Ո Ւ Ն

ԷՆՈՒԿՏԻԿԱ

Ազոկ Զ. Տ. Ակտիվ և ռեակտիվ նյութությունների կորուստների մասնավոր ամանցյալների, բայց էներգասխտեմի պարամետրերի, հաշվարկման երկու ալգորիթմների հնաազատությունը	3
Նունվերդյան Ս. Վ., Յունազյան Զ. Ա., Հովակիմյան Ռ. Ռ. Հիդրոդերմային էներգահամակարգի արական գեոմետրի ուղտիմալացումը ՀՀԿ-երի ներքին բյեֆի մակարդակների տասանումների հաշվառմամբ	13

ՄԵՔԵՆԱՇԵՆՈՒԹՅՈՒՆ

Ջումախյան Ռ. Պ., Ջալալյան Է. Լ. Շարժաթևային կորերի կորուստներ	20
Ստակյան Մ. Գ., Ավանեսով Ա. Ս. Լիսեոների զաւտելւային անղամների վրա սուր եղբագծային կոնցենտրատորների վերադրման էֆեկտի ուսումնասիրությունը	29
Շահբազյան Կ. Լ., Քաիրյան Վ. Ս. Տարածական քառօղակ մեխանիզմի սինթեզը և կորուստների փոքրացման որոշ հարցեր	37

ՍՈՐՔԱՇԵՆՈՒԹՅՈՒՆ

Նիլ Գ. Մ., Խոբայանց Յու. Մ. Ինտեգրալ էլեկտրաբիմբական տետրոդի փոխանցիչ ֆունկցիայի վերաբերյալ	44
---	----

ՇԻՆԱՐԱՐԱԿԱՆ ՄԵՆԱՆՈՒԿԱ

Խոչիյան Է. Կ., Վազարյան Լ. Ս., Ավազյան Ջ. Պ. Թազմաստիանե կանգնակների հաճախությունների և տասանման ձևերի որոշման շուրջը	49
---	----

ԿԻՏԱԿԱՆ ՆՈՒԹԵՐ

Հասուրյունյան Զ. Զ. Կտրման Կամանակ մակերևույթի ամբազման խորությունը որոշելու անալիտիկ արտահայտություն	56
Իսահակյան Ս. Ս. Չազարյանաբացումն աստեղքային սիմետրիա ունեցող հատակային ալցրերից արտահոսելիս	59
Ազարյան Ռ. Զ., Քարայան Զ. Զ. Առանց լայնական ամրանների թեթև երկաթբետոնե նեճանների թեք հատվածների անքակայունության ու ամրության հարցի շուրջը	63
Մախարյան Լ. Ս. Պոլոյ էլեմենտների լուր Կործակիչի վերաբերյալ	68
Վենսագրական ժամանակագրություն Վ. Վ. Փիկաչյանի 60-ամյակի	70
XXII հատորի բովանդակությունը	72

СОДЕРЖАНИЕ

ЭНЕРГЕТИКА

<i>Г. Т. Азюнц.</i> Исследования двух алгоритмов расчета частных производных от потерь активной и реактивной мощностей по параметрам режима энергосистемы	3
<i>С. В. Шахвердян, Г. А. Бурнациян, Р. Р. Овакимян.</i> Оптимизация суточных режимов гидроэлевых энергосистем с учетом колебаний уровней нижнего бьефа ГЭС	13

МАШИНОСТРОЕНИЕ

<i>Р. П. Джаваян, Э. Л. Джавадян.</i> Кривизна шатунных кривых	20
<i>М. Г. Стакян, А. М. Аванесов.</i> Исследование эффекта наложения надрезов в галтельных переходах валов	29
<i>К. Х. Шахбазян, В. М. Таирян.</i> Синтез пространственного четырехзвенного механизма и некоторые вопросы уменьшения потерь	37

ПРИБОРОСТРОЕНИЕ

<i>В. М. Фиш, Ю. М. Ходжамянц.</i> О передаточной функции интегрирующего электрохимического тетрода	41
---	----

СТРОИТЕЛЬНАЯ МЕХАНИКА

<i>Э. Е. Хочиян, Л. С. Казарян, Д. П. Авакян.</i> К определению частот и форм колебаний многоступенчатых стоек	19
--	----

НАУЧНЫЕ ЗАМЕТКИ

<i>Г. А. Арутюнян.</i> Аналитическое выражение для определения глубины наклепа обработанной поверхности при резании	56
<i>С. М. Исаакян.</i> О воронкообразовании при осесимметричном истечении жидкости из донных отверстий	59
<i>Р. Г. Азарян, А. А. Бабаян.</i> К вопросу трещиностойкости и прочности наклонных сечений балок из легкого железобетона при отсутствии поперечной арматуры	63
<i>Л. С. Шакарян.</i> О коэффициенте μ для изгибаемых элементов	66
Хропика К 60-летию В. В. Пшаджяна	70
Содержание XXII тома	75