

ՀԱՅԿԱԿԱՆ ՍՍՀ
ԳԻՏՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐԻ ԱԿԱԴԵՄԻԱՅԻ

ՏԵԴԵԿԱԳԻՐ ИЗВЕСТИЯ

АКАДЕМИИ НАУК АРМЯНСКОЙ ССР

ՏԵԽՆԻԿԱԿԱՆ ԳԻՏՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐԻ ՍԵՐԻԱ
СЕРИЯ ТЕХНИЧЕСКИХ НАУК

Издается с 1947 г.

Журнал выходит на русском языке 6 раз в год.

Խ Մ Բ Ա Դ Բ Ո Ւ Ն Կ Ո Ւ Ե Դ Ի Ա

Խաչյան Մ. Վ. (պատ. խմբագիր), Աղոնց Հ. Տ. (պատ. խմբագրի տեղակալ),
Ալիսանյան Վ. Վ., Ահաբյան Ա. Կ., Զաղոյան Մ. Ա., Հակոբյան Ռ. Ն.,
Սարգսյան Յու. Լ., Ստալյան Մ. Դ., ՏԼԵ-Ազատի Ի. Ա.,
Փինեայան Վ. Վ. (պատ. խմբագրի տեղակալ),
Պատասխանատու քարտուղար Ստեփանյան Չ. Կ.

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ

Касьян М. В. (ответ. редактор), Адоши Г. Т. (зам. ответ. редактора),
Алексеевский В. В., Ананян А. К., Акопян Р. Е., Задоян М. А.,
Пинаджян В. В. (зам. ответ. редактора), Саркисян Ю. Л.,
Стакян М. Г., Тер-Азарьев Н. А.
Ответственный секретарь Степанян З. К.

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

МАШИНОСТРОЕНИЕ

Р. В. АМБАРЦУМЯНИ

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПЯТИЗВЕННОГО ЗУБЧАТО-РЫЧАЖНОГО
 ГЕНЕРАТОРА ДВУХ ФУНКЦИЙ

При конструировании рычажных механических систем всегда ставится требование о получении минимальных габаритов, веса и др. В таких случаях целесообразно, если это возможно, на один и тот же механизм возложить требование одновременного или последовательного воспроизведения нескольких заданных функциональных зависимостей. Очевидно, такая постановка задачи может быть справедливой для механизмов с числом подвижных звеньев, большим двух.

Зубчато-рычажные механизмы, как правило, проектируются как генераторы одной функции [1, 2]. Однако они в силу особой структуры и свойств выгодно отличаются от других механизмов [3]. Ниже рассматриваются вопросы проектирования пятизвенового зубчато-рычажного механизма (рис.), как генератора двух функций.

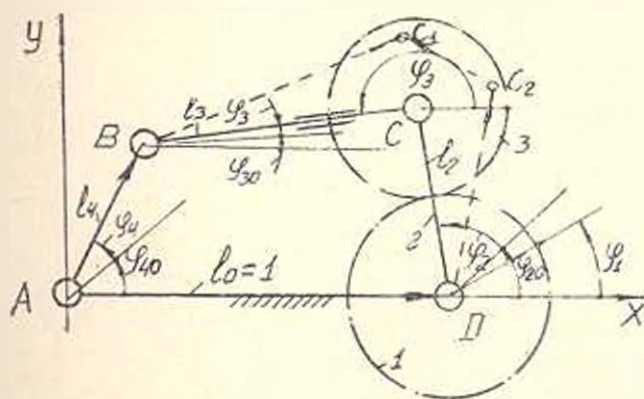


Рис.

Пусть заданы функциональные зависимости x/y , x/z и требуется их одновременное воспроизведение на заданном интервале изменения аргумента x с помощью рассматриваемого механизма.

Выведем внутренние связи между углами поворота его звеньев. Поскольку кинематическая цепь 1—2—3 (рис.) является дифференциальным механизмом, для нее справедливо равенство

$$\dot{\varphi}_3 = \dot{\varphi}_1 n_{31}^2 + \dot{\varphi}_2 n_{32}, \quad (1)$$

где $\dot{\varphi}_i$ — угловая скорость i -ого звена ($i = 1, 2, 3$); n_{ab}^c — передаточное отношение между звеньями a, b при условно неподвижном звене c ($a = 3, b = 1, 2, c = 2, 1$).

Проинтегрировав выражение (1) при начальных условиях $\varphi_1 = 0$, $\dot{\varphi}_1 = \dot{\varphi}_2 = 0$, получим

$$\varphi_2 = \varphi_1 u_{21}^2 + \varphi_2 u_{22}^2 \quad (2)$$

Предположим, что входным звеном механизма является первое и углы его поворота пропорциональны значению аргумента x , а выходными — второе, четвертое звенья и их углы поворота пропорциональны, соответственно, значениям функций y, z . Определив значения коэффициентов пропорциональности между ними, найдем зависимости φ_1/φ_4 и φ_2/φ_4 . Тогда

$$\varphi_2 = u_{21}^2 [f_1^{-1}(\varphi_4)] + u_{22}^2 [f_2^{-1}(\varphi_4)] \quad (3)$$

т. е. заданные функции $x/y, x/z$ воспроизводятся пятизвенным зубчато-рычажным механизмом, если положения его звеньев удовлетворяют равенству (3). Выражение (3) показывает, что проектирование пятизвенного зубчато-рычажного механизма, как генератора двух функций, осуществимо независимо от выбора входного звена. Поскольку выражение (3) обеспечивается при соответствующих положениях звеньев шарнирного четырехзвенника, то проектирование пятизвенного зубчато-рычажного генератора двух функций приводится к проектированию шарнирного четырехзвенника с заданными положениями всех его звеньев.

Определение неизвестных параметров шарнирного четырехзвенника можно осуществить с применением алгебры комплексной переменной [4], и при заданных трех положениях механизма необходимо решить матричное равенство

$$A [l_2 l_3 l_4]^T = [1 \ 1 \ 1]^T, \quad (4)$$

где

$A = [e^{i\varphi_j}]$ — квадратная матрица третьего порядка ($j = 2, 3, 4$).

Однако использование алгебры комплексной переменной при вычислении параметров схемы механизма позволяет задаваться максимум четырьмя положениями его звеньев.

Представим решение задачи с применением алгебры действительной переменной, что позволяет увеличить число вычисляемых параметров. Расчленим в шарнире C (рис.) механизм на две открытые кинематические цепи и соединим их между собой фиктивным звеном $C_1 C_4$. Приписывая звеньям полученного шарнирного пятизвенника свойства векторов, запишем

$$\vec{l}_4 = \vec{l}_2 - \vec{l}_3 - 1 = \vec{l}, \quad (5)$$

где $\vec{l}$ — длина фиктивного звена.

Используя известное свойство преобразованного механизма [4], выведя векторное уравнение (5) в квадрат, для взвешенной разности получим

$$\Delta_q = 2 \left[\frac{1}{2} (l_1^2 + l_3^2 + l_2^2 + 1 - \lambda^2) + l_4 l_3 \cos(\varphi_4 + \varphi_{40} - \varphi_3 - \varphi_{30}) - \right. \\ \left. - l_2 l_4 \cos(\varphi_2 + \varphi_{20} - \varphi_4 - \varphi_{40}) - l_4 \cos(\varphi_4 + \varphi_{40}) - \right. \\ \left. - l_3 l_2 \cos(\varphi_2 + \varphi_{20} - \varphi_3 - \varphi_{30}) - l_2 \cos(\varphi_3 + \varphi_{30}) - \right. \\ \left. + l_2 \cos(\varphi_2 + \varphi_{20}) \right]. \quad (6)$$

Для вычисления трех параметров схемы механизма выражение (6) можно представить в виде полинома

$$\Delta_q = 2 \sum_{i=0}^6 P_i f_i(x), \quad (7)$$

где

$$i = 0, 1, 2, \dots, 6; \quad j = 1, 2, 3; \quad P_0 = \frac{1}{2}(1 + P_1^2 + P_2^2 + P_3^2 - \lambda^2); \\ P_1 = l_4; \quad P_2 = l_3; \quad P_3 = l_2; \quad P_4 = P_1 P_2; \quad P_5 = P_2 P_3; \quad P_6 = P_1 P_3; \\ f_0(x) = 1; \quad f_1(x) = -\cos(\varphi_4 - \varphi_{40}); \quad f_2(x) = -\cos(\varphi_3 + \varphi_{30}); \\ f_3(x) = \cos(\varphi_2 + \varphi_{20}); \quad f_4(x) = \cos(\varphi_4 + \varphi_{40} - \varphi_3 - \varphi_{30}); \\ f_5(x) = -\cos(\varphi_4 + \varphi_{40} - \varphi_2 - \varphi_{20}); \quad f_6(x) = -\cos(\varphi_3 + \varphi_{30} - \varphi_2 - \varphi_{20}).$$

При решении системы (7) необходимо обеспечить дополнительное условие — значение λ^2 должно быть очень маленькое число*. Наилучшее решение получится при $\lambda = 0$. Для определения значения коэффициентов P_i при которых $\lambda = 0$, систему (7) необходимо решить в следующей последовательности. Исключив неизвестное P_6 в предположении, что значение одного из неизвестных коэффициентов P_i известно, получим квадратное уравнение относительно оставшихся неизвестных. Тогда можно найти зависимости, например, $P_1 = f_1(P_2)$, $P_2 = f_2(P_1)$, $P_3 = f_3(P_1)$, а затем — зависимость $\lambda^2 = \lambda(P_1)$.

Значения P_1 , при которых функция $\lambda^2 = \lambda(P_1)$ обращается в нуль, будут искомыми решениями системы (7). Поскольку функция $\lambda^2 = \lambda(P_1)$ является неявной, то ее следует исследовать численными методами. В случае непересечения $\lambda^2 = \lambda(P_1)$ с осью значений P_1 , следует выбрать новые значения начальных углов φ_{20} , φ_{40} , φ_{30} . Если же исследуемая функция $\lambda^2 = \lambda(P_1)$ пересекается с осью значений P_1 в нескольких точках, то окончательный выбор величины P_1 следует произвести после расчета значений остальных коэффициентов системы (7) и точности воспроизведения заданных функций. Аналогичным образом можно составить полиномы для вычисления четырех и пяти параметров схемы механизма.

* В практических расчетах достаточно, чтобы значение λ входило в поле допуска размеров элементов кинематических пар.

Пример. Вычислить параметры пятизвеного зубчато-рычажного генератора при заданных функциях $y = e^x$ и $z = \ln x$ в пределах угла поворота входного звена $0 \leq \varphi_1 \leq 60^\circ = \varphi_m$ и изменения аргумента $1 \leq x \leq 2$.

Задаемся углами поворота выходных звеньев, соответствующими интервалу приближения $\varphi_{2m} = 20^\circ$, $\varphi_{3m} = 30^\circ$, и передаточным отношением $u_{31}^* = -1$. Согласно заданным начальным условиям находим

$$x = 1 - \frac{1}{60} \varphi_1; \quad \varphi_2 = 11,6389 (e^{\frac{1}{60} \varphi_1} - 1); \quad \varphi_3 = 43,2807 \ln \left(1 + \frac{1}{60} \varphi_1 \right) = \\ = 99,6678 \lg \left(1 + \frac{1}{60} \varphi_1 \right).$$

Выбранные узлы интерполирования и значения приращения углов поворота звеньев шарнирного четырехзвенника представлены в табл.

Узлы \ Углы	φ_1	φ_2	φ_3	φ_4
I	0	0	0	0
II	30°	-14°55'	17°33'	7°32'
III	60°	-20°	30°	20°

В результате расчета получены следующие значения параметров схемы механизма: $l_1 = 0,854649$; $l_2 = 0,710862$; $l_3 = 0,632583$; $\varphi_{10} = 9^\circ 55'$; $\varphi_{20} = 17^\circ 26'$; $\varphi_{30} = 34^\circ 20'$.

Определение точности воспроизводимых функций можно осуществить следующим образом.

После вычисления геометрических размеров шарнирного четырехзвенника легко найти функциональные зависимости $\varphi_3 = \varphi_3(\varphi_1)$, $\varphi_4 = \varphi_4(\varphi_1)$. На основании (2) имеем $\varphi_2(\varphi_1) = \varphi_1 \mu_{11}^* + \varphi_2 \mu_{12}^*$.

Решив последнее уравнение относительно φ_2 , находим $\varphi_2 = \varphi_2(\varphi_1)$, а затем $\varphi_4 = \varphi_4(\varphi_2(\varphi_1))$. Точности воспроизведения функциональных зависимостей можно оценить по разностям $\Delta \varphi_2 = \varphi_2(\varphi_1) - \mu_2 y$, $\Delta \varphi_4 = \varphi_4(\varphi_2(\varphi_1)) - \mu_4 z$, где μ_2 , μ_4 — коэффициенты пропорциональности между углами φ_2 , φ_4 и заданными функциями y , z .

Аналогичным образом можно определить точность воспроизведения функций при других выходных звеньях.

Укажем косвенный метод, объединяющий вопросы точности воспроизведения функций. Предположим, что четвертое или второе звено абсолютно точно воспроизводит одну из заданных функций. Тогда легко определить зависимости $\varphi_2 = \varphi_2(\varphi_1)$, $\varphi_3 = \varphi_3(\varphi_1)$ (или $\varphi_2 = \varphi_2(\varphi_4)$, $\varphi_3 = \varphi_3(\varphi_4)$) и с помощью выражения (2), с учетом другой заданной функции, действительное значение угла поворота φ_1 звена 1. В таком случае разность $\Delta \varphi_1 = \varphi_{1T} - \varphi_{1\text{т}}$ между действительным и теоретическим значениями угла поворота звена 1 может дать оценку точности воспроизведения функций одновременно.

Для представленного примера оценку точности воспроизведения функций целесообразно вести косвенным методом, т. к. прямой метод приводит к решению тригонометрического уравнения четвертой степени. Максимальная погрешность положения входного звена и аргумента x в предположении, что четвертое звено точно воспроизводит заданную функциональную зависимость, составляет $\Delta\varphi_1 = \pm 0.02325$ рад, $\Delta x = 0.0222$.

Отметим, что выражение (3) позволяет осуществить также проектирование пятизвеного зубчато-рычажного генератора одной функцией. Например, если заданная функция пропорциональна отношению φ_1/φ_2 , проектирование рассматриваемого механизма приводится к решению [2], а в случае задания функции положения φ_1/φ_4 или φ_1/φ_2 — к решению [5].

Одесский технолог инст.

инж. пром. им. М. В. Ломоносова

Поступило 10.XII.1978

Ռ. Վ. ԱՄԲԱՐՉՈՐԵԱՆՅԱՆ

ԵՐԿՈՒ ՖՈՐԵԿՑԻԱՆԵՐԻ ՀՆԳՈՂԱԿ ԱՏԱՄԱՆ-ՀԾԱՆԱԿՈՐ ԳԵՆԵՐԱՏՈՐԻ ՆԱԽԿԵՐՈՒՄԸ

Ս. մ փ ո փ ո լ մ

Գիտարկված է հնգոդակ առումնա-լծակավոր մեխանիզմի սինթեզման ընդհանուր խնդիրը: Աղագոցված է, որ նրա նախագծումը բերվում է բառա-դակ ճողակապային մեխանիզմի նախագծմանը, երբ տրված են վերջինիս բոլոր օղակների դիրքերը: Սինթեզման համար ստացված հավասարումները թույլ են տալիս երկու ֆունկցիաների միաժամանակ վերարտադրման հնա-րավորությունը գիտարկվող մեխանիզմով:

Հոդարկմանն են ցուցալին ֆունկցիաների վերարտադրման համար բերված 1 թվային օրինակ:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Эрдман А., Сандор Н. Кинематический синтез пятизвеного зубчато-рычажного механизма. Тр. Амер. Общ. инж.-мех. «Конструирование и технология машиностроения», сер. Б, 1971, № 1.
2. Амбарцумян Р. В. К синтезу передаточного пятизвеного зубчато-рычажного механизма «Известия вузов. Машиностроение», 1975, № 6.
3. Левитский Н. И. Современные задачи проектирования зубчато-рычажных механизмов Сб. «Теория и применение зубчато-рычажных механизмов» М., «Наука», 1974.
4. Артоболовский Н. И., Левитский Н. И., Черкудинов С. А. Синтез плоских механизмов М., Физматгиз, 1959.
5. G. A. Sandor, R. E. Kaufman. Kinematic synthesis of Gearing Linkages, Int. Mechanisms, vol. 5, Pergamon Press, 1970, Printed in Great Britain.

СТРОИТЕЛЬНАЯ МЕХАНИКА

А. О. СААКЯН, Ю. Х. ГАЗАРЯН

МЕТОДИКА РАСЧЕТА МНОГОЭТАЖНЫХ ЗДАНИЙ С ЯДРАМИ ЖЕСТКОСТИ И ДЕМПФЕРНЫМИ УСТРОЙСТВАМИ НА ГОРИЗОНТАЛЬНЫЕ ДИНАМИЧЕСКИЕ ВОЗДЕЙСТВИЯ

В практике современного строительства широкое распространение получают многоэтажные здания с ядрами жесткости. С целью повышения их сейсмостойкости были предложены демпферные устройства, устанавливаемые между каркасом и ядром жесткости [1]. Имея в виду неизученность поведения таких систем, были проведены комплексные исследования [2, 3].

В статье излагается методика расчета многоэтажных зданий с ядрами жесткости и демпферными устройствами при гармонических и сейсмических воздействиях, апробированная проведенными авторами экспериментальными исследованиями. В соответствии с принятой расчетной схемой здания (рис. 1) с учетом сил внутреннего сопротивления

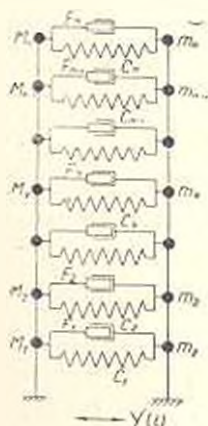


Рис. 1.

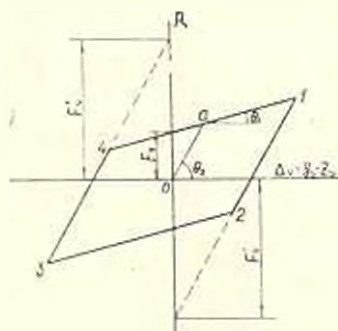


Рис. 2.

Рис. 1. Расчетная модель многоэтажного здания с упруго-демпферными устройствами между каркасом и ядром жесткости при горизонтальных динамических воздействиях.

Рис. 2. Петля гистерезиса системы упруго-демпферных устройств сухого трения с показанием расчетных параметров.

каркаса и ядра жесткости, а также реакции демпферов сухого трения, работу которых можно аппроксимировать в виде билинейной диаграммы (рис. 2). движение системы при сейсмическом воздействии можно описать следующими дифференциальными уравнениями:

$$\begin{cases} m_i \ddot{y}_i + \gamma_i \omega_i m_i \dot{y}_i + \sum_{j=1}^n r_{ij} y_j + P_i = -m_i \ddot{y}_0; \\ M_i \ddot{z}_i + \gamma_i \omega_i M_i \dot{z}_i + \sum_{j=1}^n R_{ij} z_j - P_i = -M_i \ddot{y}_0 \quad (i=1, 2, \dots, n), \end{cases} \quad (1)$$

где m_i, M_i — соответственно, сосредоточенные массы ядра жесткости i -го этажа; z_{ij}, R_{ij} — упругие реакции каркаса и ядра жесткости; y_i и z_i — прогибы каркаса и ядра жесткости на уровне i -го этажа; γ_i — коэффициент неупругого сопротивления многоэтажного здания без демпферных устройств при i -ом тоне колебаний; ω_i — собственная круговая частота i -го тона колебаний здания с демпферными устройствами; $\ddot{y}_0$ — ускорение основания здания.

В соответствии с рис. 2 реакция демпферов P_i при различных этапах циклического воздействия нагрузки можно представить следующими аналитическими выражениями:

$$P_i = \begin{cases} C_i (y_i - z_i) & \text{— на участке } 0 - a; \\ C_i (y_i - z_i) + F_i & \text{— на участке } a - 1; \\ C_i (y_i - z_i) - F_i & \text{— на участке } 1 - 2; \\ C_i (y_i - z_i) - F_i & \text{— на участке } 2 - 3; \\ C_i (y_i - z_i) + F_i & \text{— на участке } 3 - 4, \end{cases} \quad (2)$$

где $C_i = 12b_i$, $C_i = 12b_i$ — жесткости системы демпферов i -го этажа для различных участков нагружения и разгрузки; F_i, F_i^-, F_i^+ — силы сухого трения на участках, показанных на рис. 2.

С учетом следующих обозначений:

$$\begin{aligned} \tau_i &= \omega_i t = \frac{2\pi}{\pi} t; \quad y_i = U_i; \quad \dot{y}_i = \omega_i \dot{U}_i; \quad \ddot{y}_i = \omega_i^2 \ddot{U}_i; \\ z_i &= V_i; \quad \dot{z}_i = \omega_i \dot{V}_i; \quad \ddot{z}_i = \omega_i^2 \ddot{V}_i; \\ \mu &= \frac{M}{m}; \quad \alpha_i = \frac{C_i}{m\omega_i^2}; \quad \omega_k = \frac{1}{H} \sqrt{\frac{C_2 I}{m}}; \\ \alpha_i^* &= \frac{C_i}{m\omega_k^2}; \quad \Delta_i = U_i - V_i \end{aligned} \quad (3)$$

и после несложного преобразования система дифференциальных уравнений (1) и выражение (2) примут вид:

$$\begin{cases} \ddot{U}_i + \gamma_i \tau_i \dot{U}_i + \mu^2 \sum_{j=1}^n r_{ij} U_j + \bar{P}_i = -\ddot{y}_0; \\ \ddot{V}_i + \gamma_i \tau_i \dot{V}_i + \frac{6\mu^2}{\alpha_i^*} \sum_{j=1}^n R_{ij} V_j - \frac{1}{\mu} \bar{P}_i = -\ddot{y}_0; \end{cases} \quad (4)$$

$$\bar{P}_v = \frac{1}{2} \{ [1 + (-1)^{k_v}] \alpha_v + [1 - (-1)^{k_v}] \alpha_v \} \Delta_v + \\ + (\alpha_v - \alpha_v) \sum_{k_v=-1}^{k_v-1} (-1)^{k_v} \Delta_v^{(k_v)} \quad (v=1, 2, \dots, n). \quad (5)$$

Здесь k_v показывает номер узловой точки на петле гистерезиса, соответствующей v -му ярусу, и последовательно принимает значения $k_v = -1, 0, 1, 2, 3, \dots$ ($v=1, 2, \dots, n$).

Прогибы ядра жесткости и каркаса определяются путем решения системы дифференциальных уравнений (4) при начальных условиях

$$U_v(0) = \dot{U}_v(0) = V_v(0) = \dot{V}_v(0) = 0 \quad (v=1, 2, \dots, n). \quad (6)$$

Особенностью системы дифференциальных уравнений (4) является то, что содержащиеся в нем члены $\bar{P}_v$ ($v=1, 2, \dots, n$), являющиеся приведенными реакциями демпфера сухого трения, изменяют свои значения, связанные с работой системы на различных участках гистерезисной петли, и имеют вид, приведенный в (5).

Отметим, что система дифференциальных уравнений (4) содержит кусочно-линейные функции $\bar{P}_v$ переменные во времени и учитывающие работу поэтажно установленных демпферов в различных фазах.

Для реализации этой, изменяющейся по времени, сравнительно сложной системы дифференциальных уравнений (4) была применена ЭВМ (БЭСМ-6) с использованием численного метода Рунге-Кутты.

Проектные разработки с проведением расчетно-теоретических исследований, применительно к 12-этажным зданиям типа «спаренный трилистник» с демпферными устройствами показали, что полученные разрешающие уравнения (4) можно существенно упростить, имея в виду, что масса ядра жесткости мала по сравнению с массой всего здания. При игнорировании массы ядра жесткости взамен системы уравнений (4), содержащих $2n$ дифференциальных уравнений второго порядка, получаем n уравнений того же порядка (n — число этажей здания).

Система дифференциальных уравнений (4) при $\mu = 0$ примет вид:

$$\ddot{U}_v + \gamma_v \eta_v \dot{U}_v + n^2 \sum_{j=1}^n r_{vj} U_j + \bar{P}_v = -\ddot{y}_0; \quad (7)$$

$$\frac{6n^4}{k^3} \sum_{j=1}^n R_{vj} V_j = \bar{P}_v.$$

Обозначая для сокращения записи через

$$T_{k_v} = \frac{1}{2} \{ [1 + (-1)^{k_v}] \alpha_v + [1 - (-1)^{k_v}] \alpha_v \},$$

$$F_{k_v} = (\alpha_v - \alpha_v) \sum_{k_v=-1}^{k_v-1} (-1)^{k_v} \Delta_v^{(k_v)}, \quad (8)$$

выражение $\bar{P}$, входящее в (7), в силу (5) будет иметь вид:

$$\bar{P} = T_k \Delta + E_k. \quad (9)$$

Подставляя это значение во второе уравнение системы (7), получим:

$$\frac{6n^4}{l^3} \sum_{j=1}^n R_{ij}^0 V_j = T_k \Delta + E_k. \quad (10)$$

Имея ввиду, что $\Delta = U - V$, выражение (10) после преобразования примет вид:

$$\sum_{j=1}^n \left(\frac{6n^4}{l^3} R_{ij}^0 + T_{ij} \right) V_j = T_k U + E_k. \quad (11)$$

Вводя обозначения

$$\frac{6n^4}{l^3} R_{ij}^0 + T_{ij} = G_{ij},$$

из уравнения (11) находим прогибы ядра жесткости

$$V_j = \sum_{i=1}^n A_{ji} (T_k U + E_k) \quad (j = 1, 2, \dots, n), \quad (12)$$

где A_{ji} являются элементами обратной матрицы $\|G_{ij}^{-1}\|$.

Систему уравнений (7) в силу принятых выше обозначений можно представить в виде:

$$U + \gamma \ddot{U} + n^2 \sum_{j=1}^n r_{ij}^0 U_j + \frac{6n^2}{l^3} \sum_{j=1}^n R_{ij}^0 V_j = -\ddot{y}_0 \quad (i=1, 2, \dots, n). \quad (13)$$

Таким образом, задача определения прогибов каркаса U и ядра жесткости V на уровне γ -го этажа сводится к решению системы дифференциальных уравнений (13) при начальных условиях (6) с учетом выражений (8) и (12).

В качестве примера практического применения разработанной методики приводятся результаты расчета 12-этажного здания с демпферными устройствами на гармонические и сейсмические воздействия. В расчете использованы опытные значения динамических характеристик, полученные при испытании 12-этажных зданий в натуре при жестком соединении каркаса и ядра жесткости. Жесткости α , силы сухого трения F и системы демпферов на уровне всех этажей приняты одинаковыми. В случае расчета здания на гармонические воздействия предполагается, что возмущающая сила приложена на уровне верха здания и по характеру действия идентична силе, развиваемой вибромашинной инерционным действием. Расчеты производились для первых трех тонов колебаний здания. Параметр α , характеризующий жесткость системы демпферных устройств, варьировался в пределах от 0,5 ÷ 200, а F , ха-

рактически характеризующий величину силы сухого трения системы демпферов, в пределах от $1 \div 50$ т.

На рис. 3 приведены амплитуды верхнего конца каркаса и ядра жесткости при установившихся колебаниях (основной тон) 12-этажного здания. Анализ кривых свидетельствует о высокой эффективности системы демпферных устройств сухого трения в отношении резкого уменьшения амплитуд при резонансных колебаниях каркасных зданий с ядром жесткости. С увеличением значения F амплитуды колебания каркаса и ядра жесткости в начале убывают, а затем, с некоторого значения F они резко возрастают и в пределе достигают величин, соответствующих жесткому соединению каркаса с ядром жесткости. Следовательно, для всех конечных значений α кривые имеют точки экстремума. Оптимальное значение силы сухого трения F падает с уменьшением величины α .

Аналогичная картина наблюдается при других формах колебаний.

Расчетные прогибы каркаса и ядра жесткости по высоте здания при установившихся гармонических колебаниях и оптимальных значениях параметров демпферных устройств, а также для случая жесткого соединения каркаса и ядра, приведены на рис. 4. По этим кривым вид-

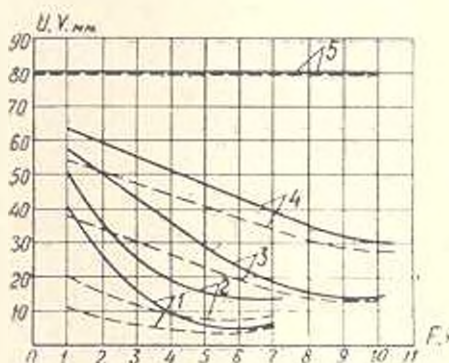


Рис. 3.

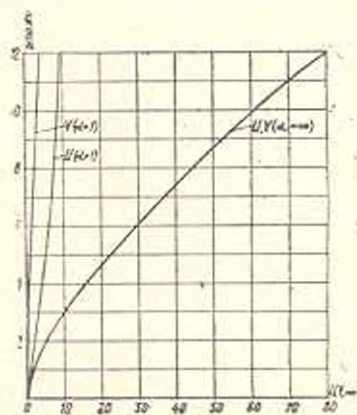


Рис. 4.

Рис. 3. Амплитуды колебаний верхнего конца каркаса U (сплошная линия) и ядра жесткости V (штриховая линия) 12-этажного здания при гармонических возмущениях (основной тон колебаний) в зависимости от силы сухого трения системы демпферов при значениях коэффициентов

1 — $\alpha = 0,6$; 2 — $\alpha = 1$; 3 — $\alpha = 3$; 4 — $\alpha = 6$; 5 — $\alpha \rightarrow \infty$.

Рис. 4. Расчетные прогибы каркаса U и ядра жесткости V 12-этажного здания при установившихся гармонических колебаниях (основной тон) с демпферами устройствами при значениях параметра $Q = 10,6$; $\gamma = 2$.

$\alpha = 1$, $\gamma = 0,04$, $F = 5,3$ т. и при жестком соединении ($\alpha \rightarrow \infty$)

но, что при жестком соединении каркаса и ядра жесткости амплитуда резонансных колебаний основного тона 12-этажного здания составляет 80 мм, а при применении системы демпферных устройств с выбранными оптимальными параметрами амплитуда колебаний каркаса и ядра жесткости равны, соответственно, $U = 13$ мм, $V = 7,5$ мм ($\alpha = 1$).

Расчет 12-этажного здания с демпферными устройствами был проведен также при различных акселерограммах землетрясений с целью выявления влияния демпферов на поведение зданий данной конструктивной системы.

В таблице приводятся значения максимальных амплитуд колебаний 12-этажного здания на уровне верха как при наличии и отсутствии демпферных устройств, так и при различных сейсмических воздействиях.

Таблица

Значение максимальных амплитуд сейсмических колебаний 12-этажного здания на уровне верхнего этажа при $\alpha_1 = 1$, $\alpha_2 = 10$, $\gamma = 2$, $F_0 = 3,75$ м

Типы акселерограмм	Преобразованные периоды акселерограмм, с	Здание с демпфером			Здание без демпфера (жесткое соединение)	
		Период первого тона колебаний, сек	Амплитуда колебаний		период первого тона колебаний, сек	амплитуда колебаний H , V , мм
			каркаса U , мм	ядра жесткости V , мм		
36-7-Я (Япония, 14.II.1956)	0,8	0,85	52,5	17	0,72	53
13-7-А (Америка, 22. IX. 1952)	0,35		27	13		44

Анализ приведенных данных показывает, что при сейсмических воздействиях демпферные устройства существенно уменьшают амплитуды колебаний ядра жесткости.

Что же касается каркаса, не способного в данной конструктивной системе здания к восприятию значительной сейсмической нагрузки, его горизонтальные перемещения при наличии демпферных устройств получаются примерно такими же, как и при жестком соединении его с ядром жесткости.

ИЗВЕТ

Поступило 11.X.1979

Ա. Օ. ՄԱՆԱԿԱՆ, Յ. Խ. ՂԱԶԱՐԱՆ

ԿՈՇՏՈՒԹՅԱՆ ՄԻՋՈՒԿՈՎ ԵՎ ՄԱՐԻԶ ՍԱՐՔԵՐՈՎ ԲԱՐՁՐԱՀԱՐԿ
ԾԵՆՔԵՐԻ ՀԱՇՎԱՐԿԸ ՀՈՐԻԶՈՆԱԿԱՆ ԿԻՆԱՄԻԿ ԱՋԴԵՑՈՒԹՅԱՆ ՏԱԿ

Ա մ փ ո փ ո մ

Աշխատանքում շարադրվում է կոշտության միջուկով և մարիչ սարքերով բարձրահարկ շենքերի հաշվարկային մեթոդը հարձույթի և սեյսմիկ ազդեցության դեպքերում:

Շենքի հաշվարկային սխեմային համապատասխան կազմված է սեյսմիկ տատանումների դիֆֆերենցիալ հավասարումների համակարգը, որտեղ հաշվի է առնված հիմնակմախքի և կոշտության միջուկի ներքին ուժերի դիմադրությունը, ինչպես նաև շոր շփմամբ աշխատող մարիշների հակազդումը, որոնց աշխատանքը մոտարկված է երկրի մակերևույթի վրա:

Դիֆֆերենցիալ հավասարումների համակարգի լուծումը իրացված է БЭСМ-6 տիպի էԷՄ-ի վրա, Ռուսոն-Կոնոյի թվային եզանակի միջոցով:

Արդյունքների վերլուծմամբ ջուլը է տրված մարիշ սարքերի օդապարծման բարձր էֆեկտիվությունը հիմնակմախքային շենքերի սեյսմիկական տատանման ամպլիտուդի կորուկ իջեցման համար:

ЛИТЕРАТУРА

1. Տապյան Ա. Օ., Տապյան Ք. Օ., Գազարյան Յ. Մ. Определение периодов и форм свободных колебаний многоэтажных каркасных зданий с несущими стенами при наличии демпферных устройств. «Известия АН АрмССР (серия Г. Н.)», т. XXVIII, № 2, 1975.
2. Տապյան Ա. Օ., Տապյան Ք. Օ., Գազարյան Յ. Մ. Повышение сейсмостойкости каркасных зданий со стенами жесткости с помощью демпферных устройств. ЦНИИС Госстроя СССР, сер. «Сейсмостойкое строительство», вып. II, М., 1975.
3. Шихназарян С. Х., Տապյան Ք. Օ., Տապյան Ա. Օ. Возведение зданий методом поэтажных и перекрытий. М., Стройиздат, 1974.

С. А. АНАНЯН

НЕКОТОРЫЕ ВОПРОСЫ ДИНАМИКИ ДВИЖЕНИЯ РАСТВОРА СОЛЕЙ ФИЛЬТРАЦИОННЫМ ПОТОКОМ В ГРУНТАХ

В процессе капитальных промысок уровень грунтовых вод в междреннем расстоянии, где расположены чеки, постепенно по определённому закону повышается, а в некоторых случаях может достичь поверхности земли или приблизиться к ней, в связи с чем по времени уменьшается мощность зоны аэрации, а мощность зоны грунтовых вод, наоборот, увеличивается.

Различные значения физико-химических параметров почвы и скоростей фильтрации в зоне аэрации почвенного раствора и грунтовых вод, а также перемещения по времени границ, разделяющих зоны аэрации от грунтовых вод, являются основными особенностями решаемых ниже задач.

Содово-засоленные почвы Араратской равнины промываются слабым раствором отработанной серной кислоты. Характерной ее особенностью является нейтрализация в короткий срок токсических компонентов солей в почве и длительный процесс превращения этих солей из твердой фазы в жидкую (при взаимодействии кальциевых и натриевых солей) при непрерывной схеме омывания почвенных агрегатов прорисительной водой. В большинстве случаев после кислования почвы средне- и труднорастворимые соли выстилают главным образом на поверхности почвенных агрегатов, для которых применимы линейные уравнения кинетики растворения.

Учитывая сказанное, процесс миграции солей с учетом процесса растворения в зоне аэрации и грунтовых вод приближенно будем исследовать при помощи общих дифференциальных уравнений массопереноса [1—3] с учетом особенностей гидравлически связанных между собой зон аэрации и грунтовых вод.

Задача 1. Исследовать изменения по времени и глубине концентрации грунтовых и почвенных вод с учетом процессов растворения при непрерывной схеме подъема уровня грунтовых вод в междреннем пространстве.

Математическую формулировку этой задачи можно представить в следующем виде:

$$\left\{ \begin{aligned} D_1 \frac{\partial^2 C_1}{\partial x^2} - V_1 \frac{\partial C_1}{\partial x} + \beta_1 (C_H - C_1) &= n_1 \frac{\partial C_1}{\partial t}; \\ D_2 \frac{\partial^2 C_2}{\partial x^2} - V_2 \frac{\partial C_2}{\partial x} + \beta_2 (C_H - C_2) &= n_2 \frac{\partial C_2}{\partial t}. \end{aligned} \right. \quad (1)$$

а граничные условия — $C_1(x, 0) = \bar{C}_1 = \text{const}$; $C_2(x, 0) = \bar{C}_2 = \text{const}$; (2)

$$\left[D_1 \frac{\partial C_1}{\partial x} + V_1 (C_p - C_1) \right] \Big|_{x=0} = 0; \quad \left[D_1 \frac{\partial C_1}{\partial x} = D_2 \frac{\partial C_2}{\partial x} \right] \Big|_{x=x_0-Wt}. \quad (3)$$

$$C_1(x_0 - Wt, t) = C_2(x_0 - Wt, t); \quad \frac{\partial C_2}{\partial x} \Big|_{x=x_0-Wt} = 0. \quad (4)$$

здесь $C_1(x, t)$, $C_2(x, t)$ — соответственно, концентрация почвенного раствора в зоне аэрации и грунтовых вод; $\bar{C}_1$, $\bar{C}_2$ и C_n , C_n — концентрации начального и предельного насыщения; C_d — минерализация промынной (оросительной) воды; D_1 , D_2 и β_1 , β_2 — коэффициенты конвективной диффузии и скорости растворения; V_1 , V_2 и W — скорости фильтрации подъема уровня грунтовых вод; n_1 , n_2 — коэффициент пористости грунтов; x_0 — начальная глубина залегания уровня грунтовых вод.

Введем вместо независимой переменной x новую — y :

$$y = x - (x_0 - Wt), \quad (5)$$

а вместо $C_1(x, t)$ и $C_2(x, t)$ — функции $\varphi(y, t)$ и $\Phi(y, t)$:

$$C_1(x, t) = C_n + \varphi(y, t) \exp \left[\frac{V_1 + W}{2 D_1} y - \frac{(V_1 + W)^2}{4 D_1} t - \beta_1 t \right]; \quad (6)$$

$$C_2(x, t) = C_n + \Phi(y, t) \exp \left[\frac{V_2 + W}{2 D_2} y - \frac{(V_2 + W)^2}{4 D_2} t - \beta_2 t \right]. \quad (7)$$

С учетом (6), (7) исходная система уравнений (1) и граничные условия (2) — (4) примут следующий вид:

$$\begin{cases} D_1 \frac{\partial^2 \varphi}{\partial y^2} = \frac{\partial \varphi}{\partial t}; \\ D_2 \frac{\partial^2 \Phi}{\partial y^2} = \frac{\partial \Phi}{\partial t}; \end{cases} \quad (8)$$

$$\varphi(y, 0) = (\bar{C}_1 - C_n) \exp \left(- \frac{V_1 + W}{2 D_1} y \right);$$

$$\Phi(y, 0) = (\bar{C}_2 - C_n) \exp \left(- \frac{V_2 + W}{2 D_2} y \right); \quad (9)$$

$$\begin{aligned} D_1 \frac{\partial \varphi}{\partial y} \Big|_{y=-x_0+Wt} + \frac{W - V_1}{2} \varphi(-x_0 + Wt, t) &= V_1 (C_n - C_p) \exp \times \\ &\times \left[\frac{V_1 + W}{2 D_1} (x_0 - Wt) + \frac{(V_1 + W)^2}{4 D_1} t + \beta_1 t \right]; \end{aligned} \quad (10)$$

$$\begin{aligned} C_n + \varphi(0, t) \exp \left[- \frac{\beta_1 t}{1} - \frac{(V_1 + W)^2}{4 D_1} t \right] &= C_n + \Phi(0, t) \exp \times \\ &\times \left[- \frac{\beta_2 t}{1} - \frac{(V_2 + W)^2}{4 D_2} t \right]; \end{aligned} \quad (11)$$

$$\left[D_1 \frac{\partial \varphi}{\partial y} \right]_{y=0} + \frac{V_1 + W}{2} \varphi(0, t) \exp \left[-\beta_1 t - \frac{(V_1 + W)^2}{4 D_1} t \right] =$$

$$= \left[D_2 \frac{\partial \Phi}{\partial y} \right]_{y=0} + \frac{V_2 + W}{2} \Phi(0, t) \exp \left[-\beta_2 t - \frac{(V_2 + W)^2}{4 D_2} t \right]; \quad (12)$$

$$\left[\frac{\partial \Phi}{\partial y} + \frac{V_2 + W}{2 D_2} \Phi(y, t) \right]_{y=\infty} = 0. \quad (12')$$

При решении системы уравнений (8) методом преобразования Лапласа с учетом (5) удается точно удовлетворять граничные условия (11) — (12'), а условие (10) — при больших t ($t > 0,7 \frac{x_1}{W}$), т. е. при малых параметрах Лапласа.

С учетом сказанного, результаты решения исходной системы дифференциальных уравнений (1) можно представить в следующем виде:

$$h(t) = \left(-\frac{3V_1 + W}{4l} \right) (C_n - C_n) e^{at} \left[e^{-y \sqrt{\frac{\beta_1}{D_1}}} \operatorname{erfc} \left(\frac{y}{2 \sqrt{D_1 t}} - \sqrt{bt} \right) + e^{y \sqrt{\frac{\beta_1}{D_1}}} \operatorname{erfc} \left(\frac{y}{2 \sqrt{D_1 t}} + \sqrt{bt} \right) \right] +$$

$$+ \left(\frac{V_1 - W}{4l} \right) (\tilde{C}_2 - C_n) e^{(b+b'-\beta_1)t} \left[e^{-y \sqrt{\frac{(b+b'-\beta_1)}{D_1}}} \operatorname{erfc} \left(\frac{y}{2 \sqrt{D_1 t}} - \sqrt{(b+b'-\beta_1)t} \right) + \right.$$

$$\left. - \sqrt{(b+b'-\beta_1)t} \right) + e^{y \sqrt{\frac{(b+b'-\beta_1)}{D_1}}} \operatorname{erfc} \left(\frac{y}{2 \sqrt{D_1 t}} + \sqrt{(b+b'-\beta_1)t} \right) \right] +$$

$$+ \left(\frac{V_1 - W}{4l} \right) (C_n - \tilde{C}_1) e^{(2b-\beta_1)t} \left[e^{-y \sqrt{\frac{2b-\beta_1}{D_1}}} \operatorname{erfc} \left(\frac{y}{2 \sqrt{D_1 t}} - \sqrt{(2b-\beta_1)t} \right) + \right.$$

$$\left. - \sqrt{(2b-\beta_1)t} \right) + e^{y \sqrt{\frac{2b-\beta_1}{D_1}}} \operatorname{erfc} \left(\frac{y}{2 \sqrt{D_1 t}} + \sqrt{(2b-\beta_1)t} \right) \right] +$$

$$+ \left(\frac{V_1 + W}{2l} \right) e^{at} \left[e^{-y \sqrt{\frac{\beta_2}{D_2}}} \operatorname{erfc} \left(\frac{y}{2 \sqrt{D_2 t}} - \sqrt{at} \right) + \right.$$



$$\begin{aligned}
& + e^{\frac{y}{2l} \sqrt{\frac{A}{D_2}}} \operatorname{erfc} \left(\frac{y}{2l \sqrt{D_2 t}} + \sqrt{At} \right) \Big| + \\
& + \frac{V_2 (C_{II} - C_p)}{2l} e^{\left(-\frac{V_2 + W}{2D_1} x_2 + At \right)} \left[e^{-\frac{y}{2l} \sqrt{\frac{A}{D_2}}} \operatorname{erfc} \left(\frac{y}{2l \sqrt{D_2 t}} - \sqrt{At} \right) + \right. \\
& + e^{\frac{y}{2l} \sqrt{\frac{A}{D_2}}} \operatorname{erfc} \left(\frac{y}{2l \sqrt{D_2 t}} + \sqrt{At} \right) \Big| + \frac{V_2 (\bar{C}_1 - C_p)}{l} e^{\left(-\frac{V_2 + W}{2D_1} x_2 + at \right)} \times \\
& \times \left[e^{-\frac{y}{2l} \sqrt{\frac{B}{D_2}}} \operatorname{erfc} \left(\frac{y}{2l \sqrt{D_2 t}} - \sqrt{Bt} \right) + e^{\frac{y}{2l} \sqrt{\frac{B}{D_2}}} \operatorname{erfc} \left(\frac{y}{2l \sqrt{D_2 t}} + \sqrt{Bt} \right) \right];
\end{aligned} \quad (13)$$

$$\begin{aligned}
C_2(x, t) = C_p + (C_2 - C_{II}) e^{-\beta_2 t} + b(t) \exp \times \\
\times \left| \frac{V_2 + W}{2D_2} y - \left(\beta_2 + \frac{(V_2 + W)^2}{4D_2} \right) \right|,
\end{aligned} \quad (14)$$

где

$$\begin{aligned}
a = \beta_2 - \beta_1 + \frac{(V_2 + W)^2}{4D_2} - \frac{(V_1 + W)^2}{4D_1}; \quad b = \beta_1 + \frac{(V_1 + W)^2}{4D_1}; \\
b' = \beta_2 + \frac{(V_2 + W)^2}{4D_2}; \quad l = -\frac{V_2 - V_1 - 2\sqrt{aD_2}}{2} + \frac{W - 3V_1}{2}; \\
A = a + \beta_1 + \frac{V_2 + W}{2D_1} W + \frac{(V_1 + W)^2}{4D_1}; \quad B = a + \frac{(V_1 + W)^2}{4D_1} + \\
+ \frac{(V_2 + W) W'}{2D_1}; \quad t > 0,7 \frac{x_2}{W}.
\end{aligned}$$

Для упрощения расчетов, согласно [3] можно принять, что исходное засоление перед промывкой близко к предельному, т. е. из расчетной формулы (13) можно отбросить члены, которые умножаются на $(C_{II} - C_1)$, $(C_{II} - C_2)$. Отметим, что формула (14) относится к перноду вытеснения и растворения солей твердой фазы, не описывает полный вынос солей и опреснение почвы и даст более точные результаты для больших значений коэффициента $at > 1$.

Задача 2. Принимается, что скорости фильтрации в зоне аэрации большие и поэтому в первом дифференциальном уравнении системы (1) можно пренебречь первым членом, который характеризует процесс диффузии солей.

Исходную систему дифференциальных уравнений и граничные условия для второй задачи можно представить в виде:

$$\left\{ -V_1 \frac{\partial C_1}{\partial x} + \beta_1 (C_n - C_1) = n_1 \frac{\partial C_1}{\partial t}, 0 < x < (x_0 - Wt); \right. \quad (15a)$$

$$\left\{ D_2 \frac{\partial^2 C_2}{\partial x^2} - V_2 \frac{\partial C_2}{\partial x} + \beta_2 (C_n - C_2) = n_2 \frac{\partial C_2}{\partial t}, (x_0 - Wt) < x < \infty; \right. \quad (15b)$$

$$C_1(x, 0) = C_0 \exp\left(-\alpha \frac{x}{x_0}\right); C_2(0, t) = C_0 \exp(-\alpha) = \text{const};$$

$$C_1(0, t) = C_p = \text{const}; C_1(x_0 - Wt, t) = C_2(x_0 - Wt, t). \quad (16)$$

Решение дифференциального уравнения (15a) имеет вид:

$$C_1(x, t) = \begin{cases} \left[C_n \left[1 - \exp\left(-\beta_1 \frac{x}{V}\right) \right] + C_p \exp\left(-\beta_1 \frac{x}{V}\right) \right]; & x < Vt; \\ \left[C_n [1 - \exp(-\beta_1 t)] + C_0 \exp\left[\left(-\alpha \frac{x}{x_0}\right) - \left(\beta_1 - \gamma \frac{V}{x_0}\right)t\right] \right]; & x > Vt. \end{cases} \quad (17)$$

Для $C_2(x, t)$ вводим новую функцию $\Phi(y, t)$:

$$C_2(x, t) = C_n + \Phi(y, t) \exp\left[\frac{V_2 + W}{2 D_2} y - \frac{(V_2 + W)^2}{4 D_2} t - \beta_2 t\right]. \quad (18)$$

С учетом (18) дифференциальное уравнение (15b) примет вид:

$$D_2 \frac{\partial^2 \Phi}{\partial y^2} = \frac{\partial \Phi}{\partial t}, \quad (19)$$

решение которого удобно искать в виде суммы двух функций $\Phi_1(y, t)$ и $\Phi_2(y, t)$ [1], которые должны удовлетворять следующим условиям:

$$\Phi(y, t) = \Phi_1(y, t) + \Phi_2(y, t);$$

$$D_1 \frac{\partial^2 \Phi_1}{\partial y^2} = \frac{\partial \Phi_1}{\partial t}; D_2 \frac{\partial^2 \Phi_2}{\partial y^2} = \frac{\partial \Phi_2}{\partial t}; \Phi_1(0, t) = 0; \Phi_1(y, 0) =$$

$$= C_0 \exp(-\alpha) \exp\left(-\frac{W^2}{2 D_2} y\right); \Phi_2(y, 0) = 0;$$

$$\Phi_2(0, t) = \left\{ C_n [1 - \exp(-\beta_1 t)] + C_0 \exp\left[-\frac{\alpha}{x_0} (x_n - Wt) - \left(\beta_1 - \alpha \frac{V}{x_0}\right)t\right] \right\}.$$

Окончательное решение дифференциального уравнения (15b) можно представить в виде

$$C_2(x, t) = C_n + \frac{1}{2} [C_0 \exp(-\alpha) - C_n] [\text{erfc}(\eta_1) - \exp(\zeta_1) \text{erfc}(\eta_2)] + \quad (20)$$

$$+ \frac{1}{2} [(C_n - C_p) - (C_n - C_p) \exp(\zeta_2)] [\exp(\zeta_2) \text{erfc}(\eta_3) + \exp(\zeta_4) \text{erfc}(\eta_4)] \exp(-\zeta_4),$$

где

$$\eta_{1,2} = \frac{(V_2 + W)t \mp (x - x_0 + Wt)}{2 \sqrt{D_2 t}}; \quad \eta_{3,4} = \frac{(x - x_0 + Wt) \mp}{2 \sqrt{D_2 t}};$$

$$\begin{aligned} &= i \sqrt{\left| \frac{(V_2 + W)^2}{4D_2} + \frac{\beta_2}{D_2} \right|} t; \quad \xi_1 = \frac{(V_2 + W)(x - x_0 + Wt)}{D_2}; \\ \xi_2 &= -\frac{\beta_1}{V_1}(x_0 - Wt); \quad \xi_{3,4} = \mp (x - x_0 - Wt) \sqrt{\frac{(V_2 + W)^2}{4D_2} + \frac{\beta_2}{D_2}}; \\ \xi_5 &= \frac{V_2 + W}{2D_1} y. \end{aligned}$$

Задача 3. Принимается, что уровень грунтовых вод при капитальных промывках в сравнительно короткий период времени приближается к поверхности почвы и по времени остается постоянным. Поэтому при решении задачи отпадает надобность разделять область массопереноса на две зоны. Процесс превращения твердой фазы солей в жидкую в этом случае описывается дифференциальным уравнением

$$\frac{\partial N}{\partial t} = \gamma_1(Cn - \alpha_0 N), \quad (21)$$

который, как известно [2], выражает обратимую адсорбцию и десорбцию растворимых веществ при изотерме Генри. Здесь $\alpha_0 = \frac{1}{\Gamma}$, Γ — коэффициент Генри; n — активная пористость грунта.

Задача решается при помощи систем дифференциальных уравнений массопереноса

$$\begin{aligned} &\left\{ V \frac{\partial C}{\partial x} + \gamma \frac{\partial N}{\partial t} + \frac{\partial C}{\partial t} = 0, \quad \gamma = \frac{1-n}{n}, \right. \\ &\left. \frac{\partial N}{\partial t} = -\gamma_1(Cn - \alpha_0 N) \text{ или } \frac{\partial N}{\partial t} = \alpha(C - N), \right. \end{aligned} \quad (22)$$

$$\begin{aligned} t=0, \quad C_0(x, 0) &= C_0 \exp(-\beta x), \quad N(x, 0) = N_0 \exp(-\beta x), \\ t > 0, \quad x, y &= 0, \quad C = C_0. \end{aligned} \quad (23)$$

Результаты решения задачи для $C_1(x, t)$ можно представить в следующем виде:

$$\begin{aligned} C_1(x, t) &= \frac{(1-n)\alpha_0 N_0 e^{-\beta x}}{nA} \left[\left(1 + \frac{\alpha}{A} \right) e^{At} + \left(\alpha + \frac{a_0 V}{A} \right) t - \left(1 + \frac{\alpha}{A} \right) \right] + \\ &+ \frac{V a_0 C_0 e^{-(\beta x - At)}}{A^2} \left[(1 - e^{-At}) \frac{2\alpha}{A} - \left(\alpha - \frac{a_0 V}{A} \right) t e^{-At} - \left(\alpha - A + \frac{14 a_0 V}{A} \right) t - \right. \\ &\quad \left. - \left(1 - \frac{2\alpha}{A} - \frac{A^2}{a_0 V} \right) \right] - \left(1 + \frac{3 a_0 V}{A^2} \right) e^{-At} + \frac{3 a_0 V}{A^2}; \end{aligned} \quad (24)$$

$$N(x, t) = \alpha e^{-\beta x} \int_0^t C(x, \tau) e^{\alpha \tau} d\tau + N_0 e^{-\beta x}; \quad A = \alpha V - \frac{\alpha(1-n)}{n},$$

$$a_0 = \frac{\alpha^2(1-n)}{nV}. \quad (25)$$

Уравнения (24) — (25) дают более точные результаты при малых значениях коэффициента α ($\alpha < 0.02$), который входит в уравнение сорбции (22). Это дало возможность при решении задачи ограничиться первыми тремя членами ряда, расположенными по степеням малого параметра $\frac{x}{\rho}$. Аналогичным образом получены решения задачи для

$$t > \frac{x}{V}$$

Более сложные задачи массопереноса фильтрационным потоком при капитальных промывках и орошении на фоне горизонтального и вертикального дренажей для разных гидрогеологических и мелиоративных условий можно разрешить методом математического моделирования [4—6].

ЕрПН им. К. Маркса

Поступило 24 V.1979

И. А. АНАНЬЯН

ԳՐՈՒՆՏԵՐՈՒՄ ԱՂԱՊԻԾՈՒՅԻՆԵՐԻ ՖԻԼՏՐԱՑԻՈՆ, ՀՈՐԲՈՎ ՇԱՐՔԱՅԻՆ ԳԻՆԱՄՈՒԿԱՅԻ ՈՐՈՇ ՀԱՐՑԵՐ

Ա մ փ ո փ ո մ

Հոգվածում բերված են նյութատեղափոխման երեք աղյուսյին խնդիրների մոտավոր լուծման արդյունքները աղակալած հողերի կապիտալ լվացման ժամանակ գրունտային ջրերի շարժման պրոցեսներում:

Խնդիրների լուծումը իրականացված է հայտնի ֆիզիկա-քիմիական դիֆերենցիալ համասարտմաների օգնությամբ՝ տարբեր սորբցիոն պրոցեսների պայմաններում:

Առաջին երկու խնդիրների լուծման ժամանակ հաշվի է առնված նաև, որ գրունտային ջրերի մակարդակը լվացման պրոցեսների ժամանակ բարձրանում կամ իջնում է, որի հետևանքով համասարտմաների լուծումը իրականացված է չարժեքային սահմանային պայմանների համար: Այդ հանդամանքը խնդրի լուծման ժամանակ առաջացնում է որոշ դժվարություններ, որոնք հաղթահարված են մոտավոր եղանակներով:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Веригин Н. Н., Шершукон Б. С., Шапинская Г. П. К расчету промывания засоленных почв. Тр. кюрд. сов. по гидротех., вып. 35, Л., «Энергия», 1967.
2. Под ред. Н. Н. Веригина, Гидродинамические и физико-химические процессы горючих пород. М., «Недра», 1977.
3. Аверьянов С. Ф. Борьба с засолением орошаемых земель. М., «Колос», 1978.
4. Анян С. А. Изменение минерализации почвенного раствора и грунтовых вод при капитальных промывках, «Известия АН АрмССР (серия Т.Н.)», т. XXIX, № 6, 1976.
5. Анян С. А. О некоторых результатах решения пространственной задачи массо-переноса, «Известия АН АрмССР (серия Т.Н.)», т. XXX, № 6, 1977.
6. Анян С. А. Массоперенос фильтрационным потоком на фоне горизонтального дренажа, «Известия АН АрмССР (серия Т.Н.)», т. XXXII, № 2, 1979.

ВЫЧИСЛИТЕЛЬНАЯ ТЕХНИКА

Д. С. МЕЛКОНЯН, А. А. ГАЗАРЯН

ЧИСЛЕННЫЙ МЕТОД РАСЧЕТА ЧАСТОТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ПО НЕРАВНООТСТОЯЩИМ ОТСЧЕТАМ КРИВОЙ ПЕРЕХОДНОГО ПРОЦЕССА

В ряде случаев эффективным средством сокращения избыточности исходных данных цифрового спектрального анализа переходных процессов является введение неравномерного шага дискретизации, при котором отсчеты анализируемого процесса берутся в точках, расположенных по закону геометрической прогрессии [1, 2]. В настоящей работе предлагается новый метод спектрального анализа дискретизированных функций времени, особенностью которого является использование способа кусочно-линейной аппроксимации преобразуемой функции с разложением аппроксимирующей кривой на сумму сдвинутых во времени неравнобедренных треугольников.

Метод. Пусть $h(t)$ — исходная функция времени, описывающая анализируемый процесс, которая задана своими дискретными значениями $h(t_k)$ ($k = 0, 1, \dots, N$) в точках

$$t_k = t_0 \cdot c^k, \quad (1)$$

где t_0 — точка, в которой берется первый отсчет ($t_0 \neq 0$); $c > 1$ — показатель геометрической прогрессии, определяющий скорость возрастания интервалов между последовательными отсчетами.

Для приближенного расчета спектральных характеристик функция $h(t)$ аппроксимируется кусочно-ломаной кривой, состоящей из отрезков прямых, сопрягающихся в точках $h(t_k)$. При этом способом аппроксимации, в предположении, что $h(0) = 0$, функция $h(t)$ может быть представлена в виде

$$h(t) = \sum_{k=0}^{N-1} h(t_k) \varphi_k(t - t_k) + h(t_N) \varphi_N(t - t_N), \quad (2)$$

где правая часть уравнения является аналитическим выражением аппроксимирующей кривой, а $\varphi_k(t)$ и $\varphi_N(t)$ — функции, определяемые следующими равенствами

$$\begin{cases} \varphi_k(t) = 0, & \text{при } t > \Delta t_{k-1}, \\ \varphi_k(t) = 0, & \text{при } t < \Delta t_k, \end{cases} \quad (3)$$

$$\begin{cases} \varphi_k(t) = 1 - \frac{t}{\Delta t_{k+1}}, & \text{при } 0 < t \leq \Delta t_{k+1}, \\ \varphi_k(t) = 1 + \frac{t}{\Delta t_k}, & \text{при } \Delta t_k \leq t \leq 0; \\ \gamma_N(t) = 0, & \text{при } t > 0, \\ \gamma_N(t) = 0, & \text{при } t < \Delta t_N, \\ \gamma_N(t) = 1 + \frac{t}{\Delta t_N}, & \text{при } \Delta t_N \leq t \leq 0, \end{cases} \quad (4)$$

где

$$\Delta t_k = t_k - t_{k-1} = t_0 c^{k-1} (c - 1). \quad (5)$$

Представление аппроксимирующей функции в виде суммы неравнобедренных треугольников $\varphi_k(t)$ и прямоугольного треугольника $\gamma_N(t)$ согласно уравнению (2) иллюстрируется на рис. 1.



Рис. 1. Представление аппроксимирующей функции в виде неравнобедренных треугольников.

Для получения приближенного выражения комплексного частотного спектра функции $h(t)$, определяемого формулой

$$H(j\omega) = \int_0^\infty h(t) e^{-j\omega t} dt, \quad (6)$$

необходимо в выражении (6) вместо функции подставить ее приближенное выражение (2). Получаем

$$H(j\omega) \approx \sum_{k=0}^{N-1} h(t_k) \varphi_k(j\omega) e^{-j\omega t_k} + h(t_N) \gamma_N(j\omega) e^{-j\omega t_N}, \quad (7)$$

где $\varphi_k(j\omega)$ и $\gamma_N(j\omega)$ — комплексные спектры функций $\varphi_k(t)$ и $\gamma_N(t)$.

Расчетные выражения для $\varphi_k(j\omega)$, представляющей собой ком-

где

$$\Delta t_k = t_0 \left(1 - \frac{1}{c}\right)^k \quad (11)$$

Пусть $\varphi(j\omega)$ — частотный спектр функции $\psi(t)$, тогда может быть записано соотношение

$$\varphi_k(j\omega) = c^k \Delta t_0 \varphi_0(c^k \Delta t_0 j\omega). \quad (12)$$

Если вычислять функцию $H(j\omega)$ для дискретного ряда частот

$$\omega_l = \omega_0 c^l, \quad (13)$$

то, с учетом (12), выражение (7) запишется в виде

$$H(j\omega_l) = \sum_{k=0}^{N-1} h_k c^k \Delta t_0 \varphi_0(c^k \Delta t_0 j\omega_l) e^{-j\omega_l t_N} + \\ + h(t_N) \varphi_N(c^{N+1} \Delta t_0 j\omega_0) e^{j\omega_l t_N}. \quad (14)$$

На основе разработанного алгоритма записаны программы расчетов на языках программирования АП ЭВМ семейства «Напри» и ФОРТРАН-IV. Расчеты производились на ЭВМ «Напри-2» и ЕС-1030, соответственно.

В качестве исходной информации на ЭВМ вводятся следующие исходные данные: 1) значение t_0 — точки, в которой берется первый отсчет; 2) число неравноотстоящих ординат исходной функции; 3) тип исследуемой кривой; 4) значения ординат h_k и 5) число точек на декаду, соответствующее определенному значению c , которое выбирается, исходя из следующих соображений. При представлении функции $h(t)$ в логарифмических шкалах, шаг дискретизации определяется числом отсчетов, приходящих на декаду. При дискретизации исходной функции с шагом, соответствующим заданию n точек на декаду, выполняется соотношение $c^n = 10$, откуда $c = \sqrt[n]{10}$.

При $n = 10$ точек на декаду — $c = 1,258925497$, $n = 20$ — $c = 1,122018485$, $n = 40$ — $c = 1,059253737$.

Проведенные расчеты показали, что при шаге дискретизации, соответствующем заданию 20 точек на декаду, обеспечивается достаточно высокая точность расчетов.

На рис. 26 показаны амплитудные спектры неравнобедренных треугольников, рассчитанные для различных значений c , которые выбираются в соответствии с $n = 10$ (пунктирная кривая), 20 (штрих-пунктирная) и 40 точкам на декаду (сплошная кривая). Как видно из рисунка, спектры рассматриваемых треугольников, также как и амплитудный спектр равнобедренного треугольника (точечная кривая на рис. 26), не имеет ограничения по частоте, что позволяет вычислять спектры исследуемых функций в значительных диапазонах их изменения.

Эффективность разработанного метода и вычислительного algo-

ритма была определена путем сравнения аналитических спектров со спектрами, вычисленными согласно разработанному алгоритму и алгоритму, использующему равномерные отсчеты исходной функции. На ряде типовых примеров показали, что алгоритм расчета частотных спектров по экспоненциально распределенным отсчетам по сравнению с алгоритмами, использующими равномерные отсчеты преобразуемой функции, использует значительно меньшее число отсчетов — избыточность данных сокращается, в среднем в 6—12 раз, что способствует сокращению времени машинных расчетов.

Пример расчета. Рассмотрим импульсную переходную функцию системы управления зрачковым рефлексом $h_x(t)$, полученную на основе экспериментальных данных.

На рис. 3а показаны: а) исходная функция $h_x(t)$, дискретизированная по неравноотстоящим отсчетам; б) соответствующие кривые амплитуды

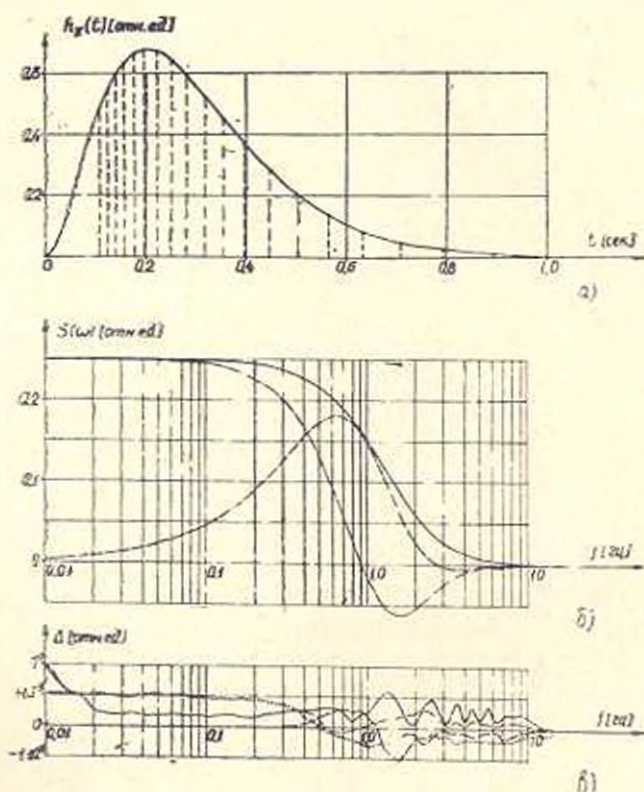


Рис. 3. а — дискретизация исходной функции по неравноотстоящим отсчетам; б — частотные спектры функции $h_x(t)$; в — соответствующие кривые ошибок расчета спектров.

тудного (сплошная), вещественного (штрих-пунктирная) и мнимого (пунктирная) спектров, представленные в логарифмической шкале частот в диапазоне от 0,01 до 10 Гц; в) соответствующие кривые ошибок, где точечная кривая отображает ошибки расчета согласно алгоритму по равноотстоящим отсчетам.

Используемое число ординат равно 40 — для алгоритма по неравноотстоящим отсчетам и 240 — алгоритма по равноотстоящим отсчетам.

Выводы

Разработан метод цифрового спектрального анализа, особенностями которого являются: 1) задание исходной информации для расчетов в виде значений преобразуемой функции в конечном множестве точек, расположенных по закону возрастающей геометрической прогрессии; 2) использование способа кусочно-линейной аппроксимации преобразуемой функции с разложением аппроксимируемой кривой на сумму сдвинутых во времени неравнобедренных треугольников.

На этой основе построен алгоритм цифрового спектрального анализа, эффективный с точки зрения сокращения избыточности данных, неиспользуемых для машинной обработки. Логарифмические шкалы, для которых производятся расчеты частотных спектров, позволяют охватывать значительные диапазоны их задания. На численном примере проиллюстрирована высокая точность расчетного алгоритма и его эффективность в отношении сокращения избыточности данных.

Расчетные формулы разработанного метода и построенного на его основе алгоритма сравнительно просты и удобны для программной реализации.

Инст. физиологии
АН АрмССР

Поступило 13.VI.1979

Կ. Խ. ՄԱՐԿԵԶՅԱՆ, Ա. Ա. ՂԱԶԱՐՅԱՆ

ՀԱՃԱՆԱԿԱՆ ԲԵՌՈՒԹՅՐԵՐԻ ՀԱՇՎԱՐԿՈՒՄ ԹՎԱՅԻՆ ՄԵԹՈԴ
ԱՆՅՈՎԻԿ ՊԵՐՅԵՍԻ ԿՈՐԻ ԱՆՀԱՎԱՍՏԱՐԱՋԱՏ ՀԱՇՎՈՒՄԵՐՈՎ

Ա. մ. փ. ո. փ. ո. ո. մ.

Առաջարկվում է անցողիկ պրոցեսների հաճախական բնութագրերի հաշվարկման նոր մեթոդ, որի առանձնահատկությունը կայանում է կման կորի կտոր-զծալին մոտարկման եղանակի օգտագործումը և նրա անհամապատասխան հաշվումների կիրառումը, որոնք ենթարկվում են աճող երկրաչափական պրոցրեսիայի օրենքին:

Մշակման մեթոդը և նրա հիմքի վրա կառուցված հաշվողական ալգորիթմը լուծարիթմական ցուցանակի համար հանդիսանում են ավելյուկ հյուշին տվյալների կրճատման էֆեկտիվ միջոց:

ЛИТЕРАТУРА

1. Мелконян А. С. Метод аппроксимации динамических характеристик экспоненциально-синусоидальными функциями. «Известия АН АрмССР (серия Т. II)», т. XXII, № 5, 1969.
2. Helms D. D. Power Spectra Obtained from Exponentially Increasing Spacings of Sampling Positions and Frequencies. IEEE Trans. Acoustics, Speech and Signal Processing, ASSP-24, № 1, Fedr. 1976, 63-71.

НАУЧНЫЕ ЗАМЕТКИ

Г. Дж. КОЧИНЯН

РЕГУЛИРОВАНИЕ КРУТИЛЬНОЙ ЖЕСТКОСТИ
НЕСУЩЕЙ СИСТЕМЫ ГРУЗОВОГО АВТОМОБИЛЯ

В практике автомобилестроения принято несущую систему грузового автомобиля рассчитывать под воздействием статических нагрузок, а влияние динамических нагрузок учитывать с помощью коэффициента динамичности нагрузки [3], который определяется

$$K_d = \alpha \cdot K_{d, \text{н.п.}} \quad (1)$$

где $K_{d, \text{н.п.}}$ — коэффициент динамичности нагрузок на ходовую часть автомобиля; α — коэффициент, учитывающий степень влияния жесткости несущей системы.

Зависимость $K_d = f(\alpha)$ предопределяет необходимость расчета и регулирования жесткости несущей системы при кручении в зависимости от конструкции кузова, рамы и соединительных элементов так, чтобы суммарные напряжения в сечении лонжерона рамы были минимальные и сглаженные.

В автомобилестроении принято на шасси базового автомобиля устанавливать различные кузова (цистерна, самосвальный кузов, фургон, крановая установка и т. д.), что сильно влияет на условия работы рамы. В таких случаях крутильную жесткость несущей системы можно регулировать только с помощью жесткостей и мест крепления соединительных элементов крепления кузова с рамой.

Конструкции этих элементов должны быть такие, чтобы они обладали значительно большей жесткостью в поперечном направлении, чем в продольном [1]. Их суммарную жесткость обычно выбирают так, чтобы обеспечивали относительные перемещения кузова в плоскости рамы и ограничивался поворот кузова относительно рамы.

Нормальное напряжение, возникающее в любом сечении лонжеронов и поперечин рамы, определяется согласно формуле [2]

$$\sigma = \frac{N}{F} - \frac{M_{\text{н.п.}}^I}{J_I} y + \frac{M_{\text{н.п.}}^{\text{II}}}{J_{\text{II}}} z + \frac{B \cdot \omega}{J_{\text{II}}} \quad (2)$$

Значения σ при кручении несущей системы зависят от внешних и внутренних силовых и геометрических параметров элементов этой системы ($\bar{X}_j$) и определяются в зависимости от мест крепления соединительных элементов y_j и их жесткостей $C_{\text{с.п.}}$

$$\sigma = f(\bar{X}_j; y_j; C_{\text{с.п.}}) \quad (3)$$

Задача оптимизации мест крепления соединительных элементов формулируется следующим образом:

$$\text{минимизировать} \quad U = \sum \sigma, \quad (4)$$

при ограничениях

$$\begin{cases} z < [z]_{\text{оп}}, \\ \bar{a}_j(y_j, C_{сзj}) \bar{\lambda}_j = b_j(y_j, C_{сзj}), \\ Y_{1j} \leq y_j \leq Y_{2j}, \end{cases} \quad (5)$$

где Y_{1j} , Y_{2j} — соответственно, нижние и верхние пределы изменения мест крепления соединительных элементов.

В ограничениях (5) коэффициенты $a_j(y_j, C_{сзj})$ и $b_j(y_j, C_{сзj})$ зависят от мест крепления и жесткостей соединительных элементов.

Для определения $\bar{\lambda}_j$ запишем уравнения упругих линий лонжеронов рамы и кузова в следующем виде:

$$\bar{E} \bar{J}_y \frac{d^4 \bar{z}}{dx^4} = \sum \Gamma_{i_{3l}} \bar{P}_l + \sum \Gamma_{i_{3j}} \bar{S}_j + \sum \Gamma_{i_{2l}} \bar{M}_{ll}; \quad (6)$$

$$E J_y \frac{d^4 z}{dx^4} = \sum \Gamma_{i_{3l}} P_l + \sum \Gamma_{i_{3j}} S_j + \sum \Gamma_{i_{2l}} M_{ll}. \quad (7)$$

Здесь EJ_y , $\bar{E}\bar{J}_y$ и z , $\bar{z}$ — жесткости лонжеронов и вертикальное перемещение нейтральных осей; P_l , $\bar{P}_l$ и S_j , $\bar{S}_j$ — внешние нагрузки и усилия соединительных элементов; $i_{31}, \dots, i_{3n}$ — координаты силовых факторов; $\Gamma_{i_{31}}^I, \Gamma_{i_{31}}^{II}, \Gamma_{i_{31}}^I, \Gamma_{i_{31}}^{II}$ и $\Gamma_{i_{2l}}^I, \Gamma_{i_{2l}}^{II}$ — мгновенные прерыватели первого и второго порядков [4]; M_{ll} , $\bar{M}_{ll}$ — для лонжеронов — изгибающие, а для поперечин — крутящие моменты, которые определяются по формулам:

$$\begin{aligned} M_{ll} &= C_{ll} \left[\left(\frac{dz}{dx} \right)_a - \left(\frac{dz}{dx} \right)_n \right]; \\ \bar{M}_{ll} &= \bar{C}_{ll} \left[\left(\frac{d\bar{z}}{dx} \right)_a - \left(\frac{d\bar{z}}{dx} \right)_n \right], \end{aligned} \quad (8)$$

где C_{ll} , $\bar{C}_{ll}$ — жесткости поперечин (индексы л и н указывают левый и правый борты автомобиля).

Усилия соединительных элементов S_j определяются из условий совместности деформации лонжерона кузова, соединительных элементов и лонжерона рамы в точках крепления этих элементов

$$z_j + \Delta l_j = \bar{z}_j, \quad (9)$$

где Δl_j — деформация j -ого соединительного элемента.

В результате совместного решения уравнений закручивания несущей системы определяются все силовые факторы, необходимые для

оптимизации суммарных напряжений U , и крутильная жесткость несущей системы $C_{ис}$ для определения α .

Для примера рассмотрим несущую систему автомобиля—цистерны АП-4,2-130. Крепление цистерны с рамой осуществляется с помощью трех пар соединительных элементов. Расчетная схема приведена на рис. 1.

Места установки передних и задних соединительных элементов остаются без изменений для обеспечения прочности цистерны, а средние опоры перемещаются между ними по длине рамы, начиная с 370 см от передней кромки лонжерона до 510 см. Жесткость соединительных элементов изменяется в пределах $500 \div 3000$ кгс/см. По результатам расчетов построена картина изменения крутильной жесткости несущей системы (рис. 2), где в зависимости от жесткости указано оптимальное место крепления среднего соединительного элемента.

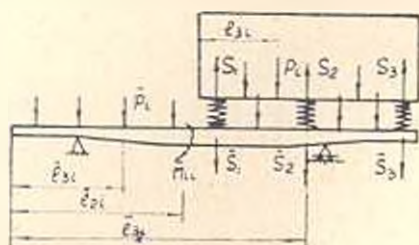


Рис. 1. Расчетная схема.

Величины наибольших напряжений лонжеронов рамы, коэффициенты запаса прочности по отдельным напряжениям и угловая жесткость несущей системы приведены в таблице, откуда видно, что с увеличе-

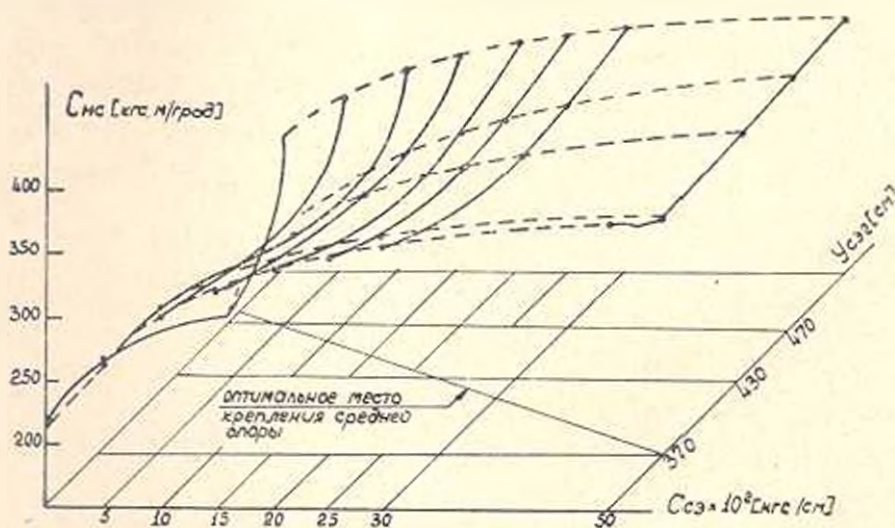


Рис. 2. Угловая жесткость несущей системы автомобиля марки АП-4 2-130.

нием жесткости несущей системы в сечениях лонжерона рамы возрастают нормальные напряжения. С другой стороны, с увеличением жесткости несущей системы более чем в два раза коэффициент α увеличивается в 1,7 раз.

Таким образом, введение упругих соединительных элементов меж-

Таблица

Наибольшее напряжение в кгс/см^2 и запас прочности при статическом кручении на 1,45 с грузом 4,2 т						Угловая жесткость в $\text{кгс} \cdot \text{м/град}$
$\sigma_{\text{ср}}$	n	$\sigma_{\text{до}}$	n	$\sigma_{\text{м}}$	n	
332	7,23	100	24	525	4,57	157
321	7,48	120	20	525	4,57	186
450	5,3	180	13,3	540	4,44	273
569	4,22	200	12	610	4,93	289
780	3	224	10,7	614	3,9	306

ду цистерной и рамой позволяет снизить напряжения в весьма ответственной детали—лонжероне рамы, увеличить его ресурс, а жесткость несущей системы автомобиля АЦ-4,2-130 приблизить к жесткости базового автомобиля ЗИЛ-130 (150 $\text{кгс} \cdot \text{м/град}$).

ЕрIII им. К. Маркса

Поступило 10.IX.1979

ЛИТЕРАТУРА

1. Владыкин Н. Г. и др. Влияние параметров амортизационных узлов на динамическую изгуженность несущей системы грузового автомобиля. «Автомобильная промышленность», 1973, № 10.
2. Власов В. У. Толкостенные упругие стержни. М., Физматлит, 1959.
3. Гельфгат Д. Б., Ошников В. А. Рамы грузовых автомобилей. М., Машиз, 1959.
4. Герсвинков Н. М. Функциональные прерыватели и их применение в строительной механике. Сб. ВНОС, № 1. 2 ОИПН, М., Госстройиздат, 1933, 1934.

НАУЧНЫЕ ЗАМЕТКИ

Э. А. ПНАЕКЯН

ОПТИМАЛЬНЫЙ ВЫБОР СХЕМ И ПАРАМЕТРОВ
РЕЗОНАНСНЫХ МАШИН ДЛЯ ИСПЫТАНИЙ НА УСТАЛОСТЬ

При разработке машин для испытаний различных объектов на усталость, работающих в резонансном (автоколебательном) режиме, возникает задача выбора оптимальной динамической схемы, т. е. режим работы машины, их производительность и эффективность использования возбудителя колебаний во многом определяются схемой построения и параметрами колебательной системы машины.

Известно, что для испытаний объектов с большим декрементом колебаний (бетон, полимеры и т. д.) в резонансном режиме наиболее целесообразно использовать машины с косвенным возбуждением, обеспечивающие передачу циклических деформирующих воздействий на испытуемый объект через промежуточную упругую систему — осциллятор [1, 2]. Машины этой группы, особенно с возбудителями электрического типа и работающие в автоколебательном режиме, малоизучены.

Настоящая работа посвящена анализу трех основных типов динамических схем наиболее распространенных машин с косвенным возбуждением с целью оптимального выбора схем и параметров с обеспечением таких показателей машин, как максимальные:

- производительность;
- коэффициент эффективности, т. е. отношение силы реакции, действующей в испытуемом объекте, к амплитудному значению усилия, развиваемого преобразователем-возбудителем;
- стабильность поддержания частотных режимов.

При исследовании стабильности частотных режимов испытаний в настоящей работе принят коэффициент, показывающий изменение рабочей частоты при изменении жесткости испытуемого объекта.

1. Машина типа РПу.

Приведенную на рис. 1а динамическую схему машины РПу можно значительно упростить, учитывая, что для удовлетворения метрологическим и виброизоляционным требованиям [2, 3] парциальная частота динамометра c, m , должна быть на порядок выше максимальной, а амортизатора $c, m_1 + m_2$ — ниже минимальной рабочей частоты машины. Уравнение движения упрощенной динамической схемы, приведенной на рис. 1б, запишется:

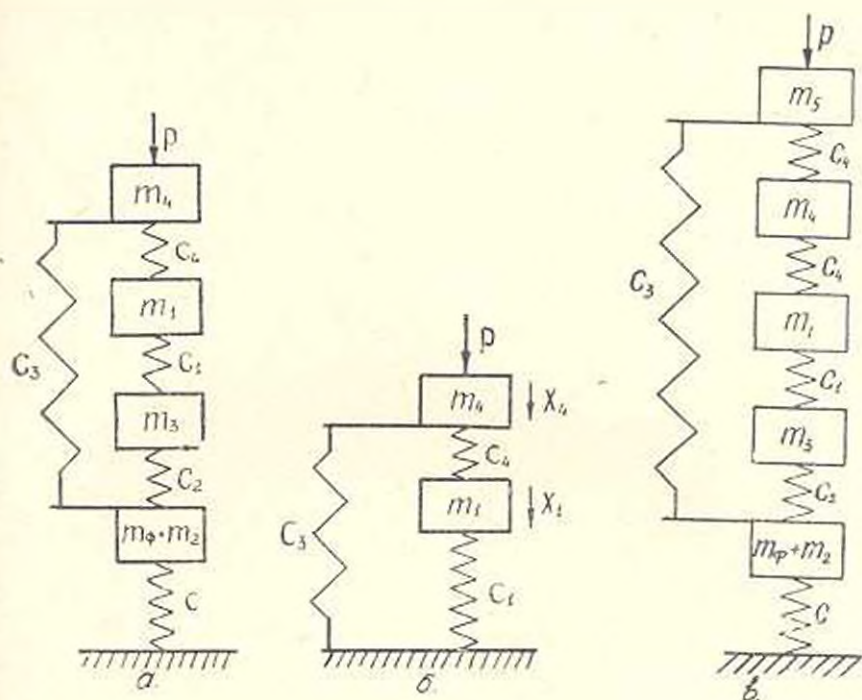


Рис. 1. Динамические схемы машин типов РИу и Микрозон Жесткости: c — амортизатора; c_1 — образца; c_2 — динамометра; c_3 — пружины статического нагружения; c_4 — осциллятора. Массы m_1 — активного захвата; m_2 — станины; m_3 — пассивного захвата; m_4 — осциллятора; m_5 — якоря возбудителя; $m_{0.5}$ — фундамента

$$\begin{cases} m_4 \frac{d^2 x_4}{dt^2} + c_4 (x_4 - x_1) - c_3 x_4 = P, \\ m_1 \frac{d^2 x_1}{dt^2} + c_1 x_1 + c_4 (x_1 - x_4) = 0. \end{cases} \quad (1)$$

Приняв возбуждающую силу гармонической

$$P = P_0 \sin \omega t, \quad (2)$$

а для установившегося движения —

$$x_i = x_{oi} \sin \omega t \quad (3)$$

и учитывая, что для автоколебательного режима система однородных уравнений (1) имеет единственное решение, когда ее определитель $D = 0$, выражение для определения частот из (1) запишется

$$\omega^2 = \frac{1}{2} \frac{c_1 m_4 + c_2 m_1 + c_3 m_1 + c_4 m_1}{m_1 m_2} +$$

$$\mp \sqrt{\frac{1}{4} \left(\frac{c_3 m_4 + c_2 m_1 + c_4 m_1 + c_3 m_4}{m_1 m_4} \right)^2 - \frac{c_2 c_3 + c_3 c_4 + c_2 c_4}{m_1 m_4}}. \quad (4)$$

Амплитуда сил реакций, действующих:

а) в резонирующей пружине осциллятора —

$$P_{04} = \frac{P_0}{D} c_4 (c_2 + c_4 - m_1 + m_1 \omega^2); \quad (5)$$

б) в испытуемом образце —

$$P_{01} = \frac{P_0}{D} c_1 c_4. \quad (6)$$

Коэффициент эффективности по Гарфу равен

$$K_g = \frac{P_{01}}{P_0} = \frac{c_1 c_4}{(c_1 + c_4 - m_1 \omega^2)(c_2 + c_4 - m_4 \omega^2) - c_1^2}. \quad (7)$$

2. Машина типа ВП-40.

Аналогичным образом приведенную на рис. 2а схему можно упростить и представить в виде двухмассовой системы (рис. 2б). Уравнение движения такой системы запишется:

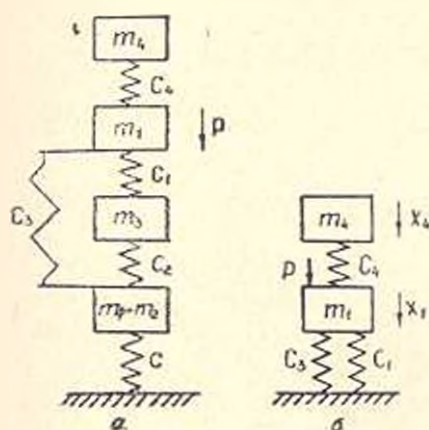


Рис. 2. Динамическая схема машины типа ВП-40 (обозначения аналогичны приведенным на рис. 1).

$$\begin{cases} m_4 \frac{d^2 x_4}{dt^2} + c_4 (x_4 - x_1) = 0; \\ m_1 \frac{d^2 x_1}{dt^2} + c_4 (x_1 - x_4) + x_1 (c_1 + c_3) = P. \end{cases} \quad (8)$$

После соответствующих упрощений уравнение частот системы (8) запишется:

$$\omega^2 = \frac{1}{2} \frac{c_1 m_1 + c_2 m_1 + c_3 m_1 + c_4 m_1}{m_1 m_4} = \sqrt{\frac{1}{4} \left(\frac{c_1 m_1 + c_2 m_1 + c_3 m_1 + c_4 m_1}{m_1 m_4} \right)^2 - \frac{c_1 c_4 + c_2 c_4}{m_1 m_4}} \quad (9)$$

Амплитуда сил реакций, действующих:

а) в резонансной пружине осциллятора —

$$P_{04} = \frac{P_0}{D} c_4 \quad (10)$$

б) в испытуемом объекте —

$$P_m = \frac{P_0}{D} c_1 (c_1 - m_1 \omega^2) \quad (11)$$

Коэффициент эффективности по Гарфу:

$$K_s = \frac{c_1 (c_4 - m_1 \omega^2)}{(c_1 - m_1 \omega^2) (c_1 + c_2 + c_3 - m_1 \omega^2) - c_1^2} \quad (12)$$

3. Машина типа Микротрон фирмы САДАМЕЛЬ.

Учитывая, что величина массы m намного меньше m_1 и m_4 , приведенную на рис. 1а схему указанной машины можно упростить и привести к двухмассовой, аналогично представленной на рис. 1б, но жесткость пружины статического нагружения c_1 в данном случае будет заменена комплексной жесткостью

$$c_0 = \frac{c_2 c_3}{c_2 + c_3} \quad (13)$$

Выражения для определения частоты и коэффициента эффективности с учетом (13) запишутся:

$$\omega^2 = \frac{1}{2} \frac{c_1 m_1 + c_2 m_1 + c_3 m_1 + c_4 m_1}{m_1 m_4} = \sqrt{\frac{1}{4} \left(\frac{c_1 m_1 + c_2 m_1 + c_3 m_1 + c_4 m_1}{m_1 m_4} \right)^2 - \frac{c_1 c_0 + c_1 c_4 + c_0 c_4}{m_1 m_4}} \quad (14)$$

$$K_s = \frac{c_1 c_4}{(c_1 + c_2 - m_1 \omega^2) (c_0 + c_1 - m_1 \omega^2) - c_1^2} \quad (15)$$

Для анализа удобно выражения (1), (9) и (14) несколько видоизменить и, учитывая, что рабочая частота в автоколебательном режиме определяется низшей собственной частотой колебательной системы, представить в виде:

$$\omega_1^2 = \frac{1}{2} \left(\Lambda + a_1 \frac{c_1}{c_1} \right) - \sqrt{\frac{1}{4} \left(\Lambda + a_1 \frac{c_1}{c_1} \right)^2 - \left(a_2 + a_3 \frac{c_2}{c_1} \right)} \quad (16)$$

$$\omega_n^2 = \frac{1}{2} \left(A + a_4 \frac{c_3}{c_1} \right) - \sqrt{\frac{1}{4} \left(A + a_4 \frac{c_3}{c_1} \right)^2 - \left(a_2 + a_3 \frac{c_3}{c_1} \right)}; \quad (17)$$

$$\omega_n^2 = \frac{1}{2} \left(A + a_1 \frac{c_0}{c_1} \right) - \sqrt{\frac{1}{4} \left(A + a_1 \frac{c_0}{c_1} \right)^2 - \left(a_2 + a_3 \frac{c_0}{c_1} \right)}, \quad (18)$$

где

$$A = \frac{c_1 m_4 + c_2 m_1 + c_4 m_4}{m_1 m_4}; \quad a_1 = \frac{c_1}{m_4}; \quad a_2 = \frac{c_1 c_4}{m_1 m_4}; \quad a_3 = \frac{c_1 (c_1 + c_4)}{m_1 m_4}; \quad a_4 = \frac{c_1}{m_1}.$$

Для анализа стабильности поддержания частотного режима уравнения (4), (9) и (14) представим так:

$$\omega^4 - \omega^2 B - \omega^2 b_1 c_1 + b_2 + b_1 c_1 = 0; \quad (19)$$

$$\omega^4 - \omega^2 B - \omega^2 b_1 c_1 + b_2 + b_1 c_1 = 0; \quad (20)$$

$$\omega^4 - \omega^2 E - \omega^2 b_1 c_1 + b_3 + b_3 c_1 = 0, \quad (21)$$

где

$$B = \frac{c_2 m_4 + c_1 m_4 + c_4 m_1}{m_1 m_4}; \quad B = \frac{c_2 m_1 + c_4 m_1 + c_4 m_4}{m_1 m_4}; \quad E = \frac{c_4 m_1 + c_1 m_4 + c_0 m_1}{m_1 m_4};$$

$$b_1 = \frac{1}{m_1}; \quad b_2 = \frac{c_1 c_4}{m_1 m_4}; \quad b_3 = \frac{c_3 + c_1}{m_1 m_4}; \quad b_4 = \frac{c_1}{m_1 m_4}; \quad (22)$$

$$b_5 = \frac{c_3 + c_4}{m_1 m_4}; \quad b_6 = \frac{c_0 c_4}{m_1 m_4}.$$

Дифференцируя (19) — (21), получим выражения для коэффициента стабильности частоты:

$$\frac{d\omega^2}{dc_1} = \frac{\omega^2 b_1 - b_2}{2\omega^2 - B - c_1 b_1}; \quad (23)$$

$$\frac{d\omega^2}{dc_2} = \frac{\omega^2 b_1 - b_4}{2\omega^2 - B - c_1 b_1}; \quad (24)$$

$$\frac{d\omega^2}{dc_1} = \frac{\omega^2 b_1 - b_5}{2\omega^2 - E - c_1 b_1}; \quad (25)$$

При равенстве этого коэффициента нулю достигается полная стабильность частоты, т. е. частота не зависит от изменения жесткости испытуемого объекта. Решая (23) — (25) для случая полной стабильности, получим:

$$\omega^2 = \frac{c_3 + c_4}{m_1}; \quad (26)$$

$$\omega^2 = \frac{c_4}{m_4}; \quad (27)$$

$$\omega^2 = \frac{c_0 + c_4}{m_4}; \quad (28)$$

Известно, что такой режим достигается при обеспечении условий, при которых порциальные системы полностью изолированы, т. е. и инерционная, и упругая связи равны нулю [2]. При таком режиме достигается полная независимость характеристик испытания от свойств испытываемого объекта.

Однако, в реальных машинах, обеспечивающих испытания в широком частотном диапазоне объектов с различной жесткостью и затуханием, не представляется возможным обеспечить все приведенные выше и некоторые другие условия, при которых порциальные системы полностью изолированы. Поэтому для определения оптимальных схем и параметров машин при их разработке, а также режимов испытания на них, при анализе по соотношениям (23) — (25) необходимо задаться максимально допустимым, приемлемым значением коэффициента стабильности частоты.

В соотношениях (16) — (18) для определения рабочих частот очевидно, что $a_2 > a_1$, а для реальных машин $a_1 \approx a_2$. Учитывая это, анализ зависимостей (16) — (18), а также (17), (12), (15), для определения коэффициента эффективности, показывает:

с увеличением жесткости пружины статического нагружения в рассматриваемых машинах частота собственных колебаний системы возрастает, а коэффициент эффективности уменьшается;

рост частоты собственных колебаний и уменьшение коэффициента эффективности с увеличением жесткости пружины статического нагружения в машинах, построенных по схемам рис. 1, интенсивней, чем в машинах, построенных по схеме типа ВП-40 (рис. 2). Однако, частота в машинах типа Микротрон с увеличением жесткости пружины статического нагружения растет медленней, чем в РП, т. к. эквивалентная жесткость c_0 при этом растет очень мало. Кроме того, введение в колебательную систему машины типа Микротрон дополнительной системы c_0 , m приводит к уменьшению коэффициента эффективности. Таким образом, по общим показателям, машины, построенные по схеме типа Микротрон, уступают машинам типа РП. Схема типа ВП-40 предпочтительна при создании машин с большими нагрузочными характеристиками, а схема типа РП обеспечивает более высокую производительность.

ЦИННТЭИ приборостроения

Поступило 21.XI.1978

ЛИТЕРАТУРА

1. Инаскян Э. А. Эффективность возбуждения нагрузок при испытаниях на усталость образцов с большим затуханием в резонансном режиме. Тр. ЦНИИИП, «Исследование и проектирование испытательных машин, весо- и силовых измерительных приборов», вып. 1, М., 1972.
2. Серенсен С. В., Гарф М. Э., Кузьменко В. 1. Динамика машин для испытаний на усталость. М., «Машиностроение», 1967.
3. Бодящих А. С., Инаскян Э. А. Выбор элемента рационального ряда АСИП — амортизирующего устройства машин для испытаний на усталость. РЖ «Машиностроительные материалы, конструкции и расчет деталей машин», № 2, реф. 48 292, ВИНТИ, М., 1975.

НАУЧНЫЕ ЗАМЕТКИ

Р. Е. АКОНЯН, Я. А. АЛМАСЯН, С. Н. МАНУКЯН

ВЛИЯНИЕ РАСХОДА ТРАНСПОРТИРУЮЩЕГО ВОЗДУХА
НА ДАЛЬНОСТЬ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ АЭРОСМЕСИ

Пневмотранспорт в плотном слое [1], уменьшающий энергетические расходы на транспортирование, требует применение больших перепадов, чем транспорт в разбавленном слое. Уменьшение расхода энергии обеспечивается за счет резкого снижения удельного расхода воздуха. На практике при транспортировании наиболее приемлемым является давление, не превышающее 6 атм (компрессоры одноступенчатого сжатия), поэтому в основу наших анализов положено именно это значение.

Развитие техники и увеличение масштабов производства требуют осуществления пневмотранспорта на расстояния порядка километра и более. Одним из способов увеличения дальности передачи являются разбавление аэросмеси дополнительным воздухом, т. е. увеличение удельного расхода воздуха n м³/кг при том же давлении P_1 . Это имеет двойное влияние — уменьшает потери на трение, но увеличивает потери на кинетическую энергию движущейся аэросмеси.

Выявление зависимости дальности перемещения от расхода воздуха $l = f(n)$ проводилось по результатам испытаний с сыпучими материалами — глиноземом, цементом и апатитом. Для глинозема — $K' = 0,00385$, $\gamma_1 = 920$ кг/м³, $\gamma_2 = 3470$ кг/м³; цемента — $K' = 0,0041$, $\gamma_1 = 957$ кг/м³, $\gamma_2 = 2900$ кг/м³; апатита — $K' = 0,0044$, $\gamma_1 = 1400$ кг/м³, $\gamma_2 = 3000$ кг/м³.

В качестве исходных данных были выбраны следующие, чаще встречающиеся параметры: диаметр трубы D — 0,05, 0,08, 0,1, 0,125 м; давление транспортирования P_1 — 50000, 60000, 70000, 100000, 150000 кг/м².

С целью определения $l = f(n)$ на основе математических моделей (мод. 1 и 2) были составлены и реализованы на ЭВМ «Найри-2» программы на алгоритмическом языке «ап», позволяющие рассчитать все возможные варианты транспорта для всех исходных данных.

Модель 1.

$$KV_1^{0,5} \gamma_1^{1,28} l = (1 - \varphi_1) P_1 \left(\frac{t_n^4}{t_n^5 - \varphi_1} - \frac{t_k^4}{t_k^5 - \varphi_1} \right) + \frac{(1 - \varphi_1) P_1}{\varphi_1^{0,2}} \times$$

$$\times \left(1,84 \lg \frac{t_n - \varphi_1^{0,2}}{t_n - \varphi_1^{0,2}} + 0,7686 \lg \frac{t_n^2 - 0,618 \varphi_1^{0,2} t_n + \varphi_1^{0,4}}{t_n^2 - 0,618 \varphi_1^{0,2} t_n + \varphi_1^{0,4}} \right)$$

$$\begin{aligned}
& -1,489 \lg \frac{t_k^2 + 1,618 \varphi_1^{0,2} t_k + \varphi_1^{0,4}}{t_n^2 + 1,618 \varphi_1^{0,2} t_n + \varphi_1^{0,4}} + \frac{1,52 (1 - \varphi_1) P_1}{\varphi_1^{0,2}} \times \\
& \times \left(\operatorname{arctg} \frac{t_k - 0,309 \varphi_1^{0,2}}{0,951 \varphi_1^{0,2}} - \operatorname{arctg} \frac{t_n - 0,309 \varphi_1^{0,2}}{0,951 \varphi_1^{0,2}} \right) + \\
& + \frac{0,94 (1 - \varphi_1) P_1}{\varphi_1^{0,2}} \left(\operatorname{arctg} \frac{t_k + 0,809 \varphi_1^{0,2}}{0,588 \varphi_1^{0,2}} - \right. \\
& \left. - \operatorname{arctg} \frac{t_n + 0,809 \varphi_1^{0,2}}{0,588 \varphi_1^{0,2}} \right) - \frac{V_1^2 \gamma_1}{1,78 g} (t_k^2 - t_n^2),
\end{aligned}$$

где

$$t_k = \left[\varphi_1 + (1 - \varphi_1) \frac{P_1}{P_k} \right]^{0,2}; \quad t_n = \left[\varphi_1 + (1 - \varphi_1) \frac{P_1}{P_n} \right]^{0,2}; \quad n_{\min} = \frac{\gamma_r - \gamma_1}{\gamma_r \gamma_1};$$

$$\varphi_1 = \frac{1}{n \gamma_r + 1}; \quad \gamma_1 = \gamma_1 \gamma_r; \quad V_1 = \frac{G}{0,785 D^2 \gamma_1 \gamma_r}; \quad K = \frac{K'}{D^{0,71}};$$

$$L = 2,3 \cdot n P_1 \lg \frac{P_1}{P_k} + \frac{1}{\gamma_k} (P_1 - P_k).$$

Модель 2.

$$\begin{aligned}
& K V_1^{0,5} \gamma_1^{1,25} \frac{D_1}{D} L = (1 - \varphi_1) P_1 \left(\frac{t_k^2}{t_n^2 - \varphi_1} - \frac{t_k^2}{t_k^2 - \varphi_1} \right) + \frac{(1 - \varphi_1) P_1}{\varphi_1^{0,2}} \times \\
& \times \left(1,84 \lg \frac{t_k - \varphi_1^{0,2}}{t_n - \varphi_1^{0,2}} + 0,5686 \lg \frac{t_k^2 - 0,618 \varphi_1^{0,2} t_k + \varphi_1^{0,4}}{t_n^2 - 0,618 \varphi_1^{0,2} t_n + \varphi_1^{0,4}} - \right. \\
& - 1,489 \lg \frac{t_k^2 + 1,618 \varphi_1^{0,2} t_k + \varphi_1^{0,4}}{t_n^2 + 1,618 \varphi_1^{0,2} t_n + \varphi_1^{0,4}} + \frac{1,52 (1 - \varphi_1) P_1}{\varphi_1^{0,2}} \times \\
& \times \left(\operatorname{arctg} \frac{t_k - 0,309 \varphi_1^{0,2}}{0,951 \varphi_1^{0,2}} - \operatorname{arctg} \frac{t_n - 0,309 \varphi_1^{0,2}}{0,951 \varphi_1^{0,2}} \right) + \\
& + \frac{0,94 (1 - \varphi_1) P_1}{\varphi_1^{0,2}} \left(\operatorname{arctg} \frac{t_k + 0,809 \varphi_1^{0,2}}{0,588 \varphi_1^{0,2}} - \right. \\
& \left. - \operatorname{arctg} \frac{t_n + 0,809 \varphi_1^{0,2}}{0,588 \varphi_1^{0,2}} \right) - \frac{V_1^2 \gamma_1 (D_1/D)^4}{1,78 g} (t_k^2 - t_n^2),
\end{aligned}$$

где

$$t_k = \left[\varphi_1 + (1 - \varphi_1) \frac{P_1}{P_k} \right]^{0,2}; \quad t_n = \left[\varphi_1 + (1 - \varphi_1) \frac{P_1}{P_n} \right]^{0,2}$$

$$n_{\min} = \frac{\gamma_r - \gamma_1}{\gamma_r \gamma_1}; \quad \varphi_1 = \frac{1}{n \gamma_r + 1}; \quad \gamma_1 = \gamma_1 \gamma_r; \quad K = \frac{K'}{D^{0,71}};$$

$$V_1 = V_{\text{кр}} = 1,84 + 13 D_1; \quad V_{1-1} = V_1 \left[\varphi_1 + (1 - \varphi_1) \frac{P_1}{P_{1-1}} \right];$$

$$G = 2,826 V_1 D_1 \varphi_{11}; D_{i+1} = \sqrt[3]{A_1 + B_1 + \sqrt[3]{A_1 - B_1}} - \frac{a}{3},$$

где

$$A_1 = -\left(\frac{a^3}{27} + \frac{C}{2}\right); B_1 = \sqrt{\left(\frac{a^3 C}{27} + \frac{C^2}{4}\right)};$$

$$C = -D_1^2 \cdot V_{1-1}/13; a = 1,84/13.$$

Модель 1 выведена при постоянном диаметре трубопровода [2], а модель 2 — при ступенчатом изменении диаметра [3], на основании совместного решения уравнений движения двухфазных гетерогенных потоков транспорта.

По первой модели задача решается сразу, однозначно. Во втором случае вся трасса была разбита на несколько участков (ступеней). Исходя из значения начального давления, принимаем, что на каждом участке трубопровода перепад давления составляет 5000 кг/м², а при больших значениях начального давления — 10000 кг/м². Такая разбивка для расчета общей длины трассы обеспечивает достаточно оптимальное число ступеней.

Результаты расчетов обобщены в таблице. Здесь φ — объемная концентрация смеси; G — производительность установки; $D_{нач}$, $D_{кон}$ — диаметры первой и последней ступеней, l — общая длина трассы.

Таблица

Материал	G , тн/ч	$\mu \cdot 10^3$, м ³ /кг	γ , м ³ /м ³	К-во ступеней	$D_{нач}$, м	$D_{кон}$, м	l , м
Глинозем	16,2	0,79	0,215	—	—	0,0741	277
	7,43	2	0,12	8	0,05	0,0792	833
	4,1	4	0,068	—	—	0,0814	1930
Цемент	16,8	0,7	0,33	—	—	0,072	232
	8,2	1,8	0,16	8	0,05	0,077	696
	4,05	4	0,08	—	—	0,081	1866,2
Апатит	24,1	0,38	0,467	—	—	0,067	114,2
	7,32	2	0,14	8	0,05	0,078	766,6
	4,06	4	0,077	—	—	0,081	1738

Для расчетов принято, что скорость движения аэросмеси в начале каждой ступени равна критической $V_1 = V_{кр} = 1,84 + 13 D$ [4].

Скорость V_1 в конце первой ступени диаметра $D_1 = 0,05$ м определялась по уравнению [4]:

$$V_1 = V_2 \left[\eta + (1 - \eta) \frac{P_1}{P} \right]. \quad (1)$$

Для рассмотренного примера $P_1 = 5$ ата, $P = 4,5$ ата.

В начале второй ступени скорость движения была критической, поэтому для определения D_2 использовали соотношение:

$$D_2^2 V_1 = D_2^2 V_{2\text{кр}} \quad (2)$$

где

$$V_{2\text{кр}} = 1,84 + 13 D_2 \quad (3)$$

Из уравнений (2) и (3) получаем:

$$D_1^2 V_1 = D_2^2 (1,84 + 13 D_2)$$

или

$$13 D_2^3 + 1,84 D_2^2 - D_2^2 V_1 = 0. \quad (4)$$

Уравнение (4) имеет один действительный корень

$$D_2 = \sqrt[3]{\frac{1}{A_1 + B_1}} + \sqrt[3]{\frac{1}{A_1 - B_1}} - \frac{a}{3}, \quad (5)$$

где

$$A_1 = -\left(\frac{a^2}{27} + \frac{c}{2}\right); B_1 = \sqrt{\frac{a^2 c}{27} + \frac{c^2}{4}}; c = -D_1^2 V_1 / 13; a = 84/13.$$

Длину участка l_1 определили по мат. модели.

Так же вычисляли диаметр и длину остальных ступеней.

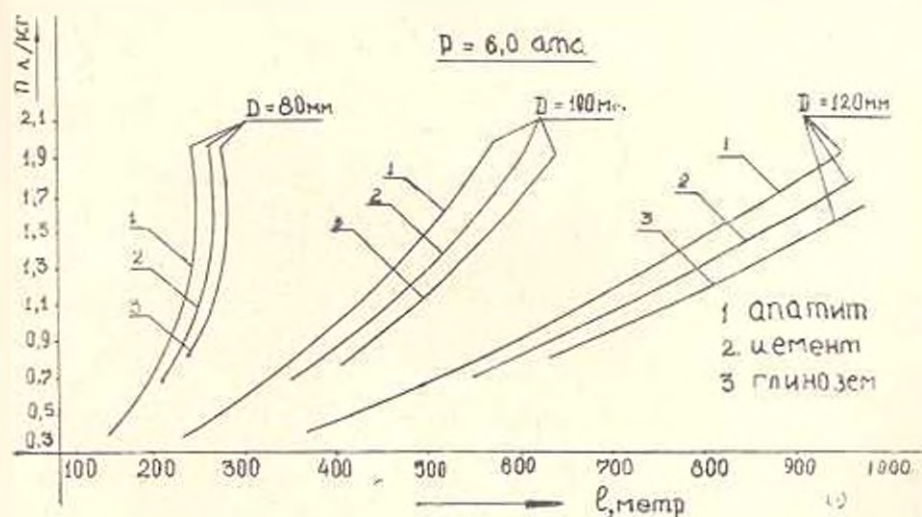


Рис. 1

Анализ данных показывает, что одним из путей увеличения дальности передачи является увеличение расхода воздуха. Например, при минимальном расходе воздуха, определяемом

$$n = \frac{\gamma_2 - \gamma_1}{\gamma_1 \gamma_2} \quad (6)$$

и давлении $P_1 = 50\,000 \text{ кг/м}^2$, длины передач составляют, соответственно, 277, 232 и 144,2 м для глинозема, цемента и апатита (таблица). Увеличение расхода воздуха в пять раз приводит к увеличению длины передачи, например, для глинозема, до 1930 м (т. е. в семь раз). Такая же картина наблюдается при постоянном диаметре трубы (рис.).

На основании приведенных исследований, для указанных материалов (многотоннажных, часто встречающихся на практике) методом экстраполяции можно установить необходимый оптимальный расход воздуха для данной длины трассы.

ЕрПИ им. К. Маркса

Поступило 13.IV.1979

ЛИТЕРАТУРА

1. Гаспарян А. М., Акопян Р. Е. Пневмотранспорт мелкодисперсных материалов в плотном слое. «Химическая промышленность», 1965, № 7.
2. Гаспарян А. М., Акопян Р. Е., Алмасян Я. А. К расчету горизонтального перемещения аэросмесей. «Известия АН АрмССР (серия Т. Н.)», т. XXIV, № 3, 1971.
3. Гаспарян А. М., Акопян Р. Е., Алмасян Я. А. Пути увеличения дальности передачи аэросмесей при пневмотранспорте в плотном слое. «Известия АН АрмССР (серия Т. Н.)», т. XXVI, № 5, 1973.
4. Гаспарян А. М., Акопян Р. Е., Алмасян Я. А. О скорости и плотности аэросмесей при пневмотранспорте в плотном слое. «Известия АН АрмССР (серия Т. Н.)», т. XXIV, № 2, 1971.

НАУЧНЫЕ ЗАМЕТКИ

М. И. ПЕТРОСЯН

ПРИЛОЖЕНИЕ ТЕОРИИ МИКРОТРЕЩИН В ИНТЕРПРЕТАЦИИ
ПРОЦЕССОВ, ПРЕДШЕСТВУЮЩИХ ВЗРЫВНОМУ РАЗРУШЕНИЮ
ТЕЛА

В настоящее время разрушение деформируемых сред взрывом рассматривается как явление, которое наступает под воздействием взрывной волны при достижении предела прочности материала. Ввиду такого традиционного подхода представляется, что процессы, связанные с действием взрыва, на которые затрачивается время, не существенны, и само разрушение наступает критическим образом. Эксперименты, на которых основывается это представление, выполнены на оптически активных материалах (эпоксидная смола, плексиглас, стекло и др.), которые ввиду особых механических свойств не обеспечивают подобия между натурой и моделью. Другим существенным недочетом является ограниченная способность применяемой аппаратуры: так, например, регистрация, осуществляемая с помощью скоростного фоторегистратора типа СФР-1, длится не более 100 мкс, которое значительно меньше периода разрушения тела. При этом не обеспечивается качество регистрации картины разрушения, ввиду ее размазывания лучами предыдущего кадра. Поэтому во многих работах, посвященных исследованию кинетики разрушения, приняты допущения, согласно которым темные зоны на кадрах отнесены за счет разрушения в макроскопическом объеме, несмотря на отсутствие видимых трещин. Это послужило основанием для разработки новых способов фиксации напряжений, возникающих при взрыве [1], и регистрации трещин в оптически неактивных материалах, какими являются горные породы, бетон и др. [2].

Автором выполнено экспериментальное исследование кинетики разрушения различных материалов, в частности, горных пород взрывом [3]. Соотношение скорости распространения трещин в среде V_r к скорости продольной волны C_p равнялось

$$\frac{V_r}{C_p} = 0,0168 \pm 0,0369,$$

а соотношение скорости расширения трещины V_s к скорости поперечной волны C_s —

$$\frac{V_s}{C_s} = 0,0022 \pm 0,0092. \quad (1)$$

Соотношение (1) и кадры скоростной регистрации трещинообразо-

НАУЧНЫЕ ЗАМЕТКИ

М. И. ПЕТРОСЯН

ПРИЛОЖЕНИЕ ТЕОРИИ МИКРОТРЕЩИН В ИНТЕРПРЕТАЦИИ
ПРОЦЕССОВ, ПРЕДШЕСТВУЮЩИХ ВЗРЫВНОМУ РАЗРУШЕНИЮ
ТЕЛА

В настоящее время разрушение деформируемых сред взрывом рассматривается как явление, которое наступает под воздействием взрывной волны при достижении предела прочности материала. Ввиду такого традиционного подхода представляется, что процессы, связанные с действием взрыва, на которые затрачивается время, не существенны, и само разрушение наступает критическим образом. Эксперименты, на которых основывается это представление, выполнены на оптически активных материалах (эпоксидная смола, плексиглас, стекло и др.), которые ввиду особых механических свойств не обеспечивают подобия между натурой и моделью. Другим существенным недочетом является ограниченная способность применяемой аппаратуры: так, например, регистрация, осуществляемая с помощью скоростного фоторегистратора типа СФР-1, длится не более 100 мкс, которое значительно меньше периода разрушения тела. При этом не обеспечивается качество регистрации картины разрушения, ввиду ее размазывания лучами предыдущего кадра. Поэтому во многих работах, посвященных исследованию кинетики разрушения, приняты допущения, согласно которым темные зоны на кадрах отнесены за счет разрушения в макроскопическом объеме, несмотря на отсутствие видимых трещин. Это послужило основанием для разработки новых способов фиксации напряжений, возникающих при взрыве [1], и регистрации трещин в оптически неактивных материалах, какими являются горные породы, бетон и др. [2].

Автором выполнено экспериментальное исследование кинетики разрушения различных материалов, в частности, горных пород взрывом [3]. Соотношение скорости распространения трещин в среде V_r к скорости продольной волны C_p равнялось

$$\frac{V_r}{C_p} = 0,0168 \pm 0,0369,$$

а соотношение скорости расширения трещины V_s к скорости поперечной волны C_s —

$$\frac{V_s}{C_s} = 0,0022 \pm 0,0092. \quad (1)$$

Соотношение (1) и кадры скоростной регистрации трещинообразо-

вания (рис. 1) достаточно убедительны для кардинального вывода: основным агентом взрывного разрушения горных пород (руды) в макрокосмическом объеме являются продукты детонации заряда, а течение самого процесса квазистатическое.



Рис. 1. Кадры трещинообразования при взрыве в камне. Время экспозиции кадров 20 мкс, интервал времени между кадрами 300 мкс.

В работе [4] показано, что долготечность породы (временной интервал, отделяющий момент разрушения от начала приложения взрывной нагрузки) при лабораторном испытании равна 140 ± 630 мкс на относительном расстоянии $7 \div 35$ радиусов заряда. Минимальная ширина трещины, зарегистрированная на поверхности исследуемого объекта, равна 0,25 мм. Это означает, что разрушению тела в микроскопическом объеме предшествует процесс микроразрушений, обусловленный действием взрывной волны. В настоящее время фотографическая регистрация этого процесса не представляется возможным, поэтому с целью его интерпретации была привлечена теория микротрещин [5].

Максимальное напряжение $\sigma_{\max}$ возникающее при взрыве, является функцией от прочности материала

$$\sigma_{\max} = \tau(R_{\text{ср}}).$$

С помощью оригинального способа фиксации напряжений, возникающих при прохождении взрывной волны, установлена зависимость $\sigma_{\max} = R_{\text{ср}}$ (рис. 2), математическая интерпретация которой имеет вид:

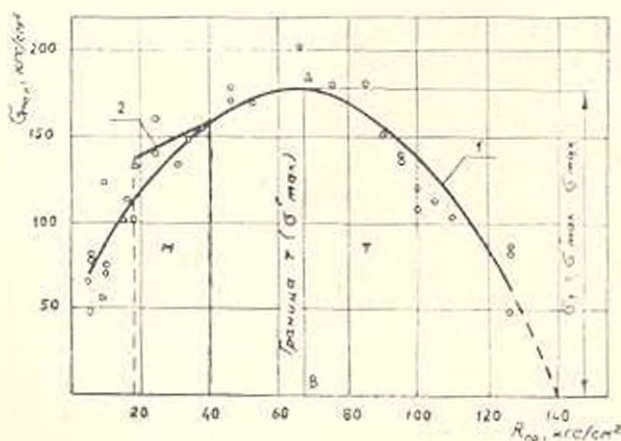


Рис. 2. Зависимость максимальных напряжений от прочности эквивалентного материала. М — область моделирования, Т — область микроразрушений.

$$\sigma_{\max} = 51,16 + 3,87 R_{\text{пр}} - 0,03 K_{\text{пр}}^2. \quad (2)$$

Регистрацию $\sigma_{\max}$ осуществляли с помощью глубоких датчиков, устанавливаемых в эквивалентном материале (табл. 1) при постоянном относительном расстоянии $r/r_0 = 40$ (r — расстояние места регистрации от заряда, r_0 — радиус заряда). Из рис. 2 видно, что при приемной прочности материала $R_{\text{пр}} \leq 67 \text{ кгс/см}^2$ регистрируется рост амплитуды $\sigma_{\max}$, а когда $R_{\text{пр}} > 67 \text{ кгс/см}^2$, наблюдается затухание $\sigma_{\max}$. С увеличением $R_{\text{пр}}$ от 67 до 127 кгс/см^2 величина затухания $\sigma_{\max}$ равна 117 кгс/см^2 , что, по-видимому, связано с процессом возникновения микротрещин. В области, расположенной левее линии АВ (рис. 2), с ростом прочности материала напряжения увеличиваются, т. е. растущие микротрещины отсутствуют, а правее — постоянное затухание напряжений обусловлено увеличением объема микроразрушений. Значение напряжения σ_1 , соответствующее границе области образования микротрещин, определяется величиной спада максимального напряжения из выражения

где $\sigma_{\max}^I$ — и $\sigma_{\max}$ — соответственно, значения максимальных напряжений на границе области образования микроразрушений и при принятой прочности материала.

Таблица 1

Состав эквивалентного материала		
№ п.п.	Материал	Весовое соотношение твердых компонентов, %
1.	Молодой черный мрамор	70
2.	Стружечные опилки	22
3.	Цемент	
4.	Количество воды от веса твердых компонентов	8
		11

$$\sigma_1 = \sigma_{\max}^I - \sigma_{\max}. \quad (3)$$

На рис. 2 пунктирными линиями выделена область моделирования взрывной отбойки, обеспечивающая достаточные и необходимые условия подобия между материалами натуре и модели. Зависимость $\sigma_{\max} - R_{\text{пр}}$ в этой области выражается кусочно-линейной функцией

$$\sigma_{\max} = 117,04 + 1,03 R_{\text{пр}} \quad (4)$$

которая графически показана линией 2.

Вычисленные значения σ_1 из выражения (3), соответствующие принятой прочности материала $R_{\text{пр}}$, представлены в табл. 2.

Граница образования микроразрушений (рис. 3) определена на основании данных табл. 2, согласно которой соотношение $\sigma_1/R_{\text{пр}}$ пропорционально увеличению прочности материала.

Таким образом, долевое участие взрывной волны при отбойке руды, в основном, связано с микроразрушениями. Этот кубический

Таблица 2

Граница образования микротрещин при взрыве в эквивалентном материале¹

$R_{пр}, кгс/см^2$	70	80	90	100	110	120	130
$\varepsilon_1, кгс/см^2$	1	18	30	47	72	101	141
$\frac{\varepsilon_1}{R_{пр}}$	0,01	0,22	0,33	0,47	0,65	0,81	1,08

процессе имеет место задолго до разрушения среды, в которой произойдет взрыв. Между периодом инкубации микротрещин и началом их

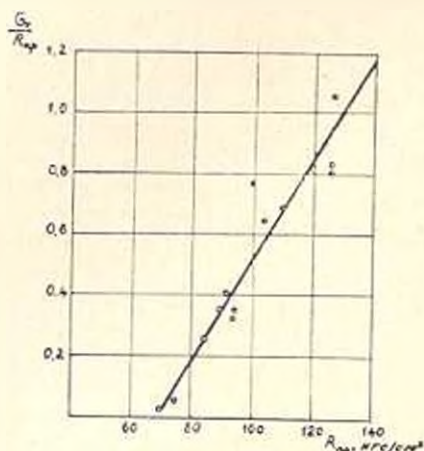


Рис. 3. Граница образования микротрещин при взрыве в блоке эквивалентного материала.

разрушения деформируемых сред взрывом: стадия разрушения в микроскопическом объеме, обусловленная динамическим воздействием взрывной волны; стадия разрушения в макроскопическом объеме, обусловленная квазистатическим действием образовавшихся газов. Это означает, что основным средством повышения полезной работы взрыва в горных породах является увеличение периода квазистатического действия взрыва, а техническим средством достижения этой цели — применение взрывчатых веществ с умеренными детонационными свойствами, выделяющих сравнительно большое количество продуктов детонации, применение короткозамедленного способа взрывания и конструкции зарядов, рассредоточенных воздушными промежутками.

Армипроцнетмет

Поступило 10.IV.1979

ЛИТЕРАТУРА

1. Бронников Д. М., Замесов Н. Ф., Петросян М. Н. Моделирование взрывной отбойки — фиксации напряжений в любой точке модели. Сб. «Проблемы разрушения горных пород и совершенствования технологии разработки месторождений полезных ископаемых» М., «Наука», 1969.

2. Петросян М. И., Гаспарян Т. Г. Об одной методике моделирования разрушающего действия взрыва из горных пород. Научн. сообщ. Арминпроцветмета, вып. 23, Ереван, «Айастан», 1978.
3. Петросян М. И. Установление скорости роста трещины при взрыве в горных породах. «Промышленность Армении», 1979, № 8.
4. Петросян М. И. О связи взрывной волны с разрушением горных пород. «Известия АН АрмССР. Наука о Земле», 1979, № 1.
5. Берг О. Я. Физические основы теории прочности бетона и железобетона. М., Госстройиздат, 1961.

РЕЦЕНЗИЯ

СВАНИДЗЕ Г. Г. *Математическое моделирование гидрологических рядов*. М., Гидрометеоиздат, 1977, 296 с.

Вышла в свет монография доктора технических наук, профессора Г. Г. Сванидзе, труд, имеющий важное значение для оценки изменчивости многолетнего и внутри-годового колебаний речного стока применительно к водноэнергетическим и водохозяйственным расчетам гидротехнических объектов.

С каждым годом в нашей стране расширяется объем гидрологических исследований, являющихся одним из разделов науки о земле. Это обусловлено все более интенсивным использованием водных ресурсов и различных отраслей народного хозяйства, поэтому в последнее время математическое моделирование гидрологических рядов элементов водного баланса нашло широкое применение при решении многочисленных задач. При этом следует отдать должное проф. Г. Г. Сванидзе, являющемуся одним из инициаторов в этой области. Благодаря многосторонним теоретическим и экспериментальным исследованиям, проведенным под непосредственным руководством и при участии проф. Сванидзе Г. Г., эта методология получила широкое практическое применение. Автор монографии последовательно, и исходя из принципов рационального и комплексного использования водных ресурсов, рассматривает широкий круг взаимосвязанных вопросов математического моделирования гидрологических рядов.

Монография проф. Г. Г. Сванидзе является обобщением исследований автора за последнее десятилетие. В ней обстоятельно проведен объективный анализ имеющихся до сего времени почти всех методов моделирования искусственных гидрологических рядов, разработанных в нашей стране и за рубежом. Большое внимание уделено решению таких актуальных вопросов, как моделирование гидрологических рядов с учетом внутригодового распределения, моделирование паводочного стока, рассмотрение колебаний речного стока с помощью многомерной цепи Маркова и т. д.

Монография имеет богатую библиографию, охватывающую около 500 работ советских и зарубежных авторов, что поможет читателю легко сориентироваться при работе над узкими вопросами.

Автор все время поддерживает творческий контакт с армянскими специалистами и оказывает определенное влияние на развитие и применение методов математического моделирования при решении различных водноэнергетических и водохозяйственных задач, возникающих в нашей республике. С этой точки зрения новая работа проф. Г. Г. Сванидзе найдет свою дальнейшую научную и практическую реализацию в Армянской ССР.

Хочется отметить хорошее оформление издания, которое может стать настольной книгой для гидрологов, гидротехников, метеорологов, гидромеликаторов и др.

Доктор техн. наук Е. Л. САФАРОВ,
канд. техн. наук М. С. ПЕТРОСЯН

Բ Ո Վ Ա. Ն. Դ Ա. Կ Ա Ի Թ Յ Ո Ւ Ն

«ՀԱՅԷ ԳԱ տեղեկագիր (տեխնիկական գիտությունների սերիա)»

հանդեսի 32-րդ հատուրի

ՄԵՐՆԱՇԻՆՈՒԹՅՈՒՆ

- Ա. Գ. Դալյուկյան, Վ. Ն. Անդրեևս: Քաղաքի ֆրեզներով նրկվածման պրոցեսի զիս-
միկայի ուսումնասիրումը 2—19
- Մ. Ա. Խաչյան, Գ. Ս. Մարաթրոսյան, Ա. Վ. Խեչումյան, Ս. Գ. Հովհաննիսյան: Ֆրե-
զերային հաստոցների զինամիկական համակարգի կաշրտությունն խնդրի լուծ-
ման որոշ առանձնատկությունների մասին 4—3
- Ս. Թ. Խաչատրյան: Տրված ժամանակամիջոցում ավտոմեքենայի շարժման կաշու-
նության մասին, երբ հաշվի է առնվում սովորողների կողմից առաջացվա-
նությունը 2—9
- Գ. Ն. Կոչկարյան, Հ. Գ. Նևկյուս: Բաշխարհագրական տեսանկյունների ազդեցությունը
հեղուսավոր միացման վրա 4—11
- Ի. Վ. Համբարձումյան: Նրկու ֆունկցիաների հնգագակ առամասնակարգի զննեռ-
սուրի նախագծումը 6—3
- Ի. Ս. Մարաթրոսյան: Տեսակարար հեշման բաշխումը բեռնաթափման ուղղորդների
վրա 5—3
- Լ. Մ. Մխչյան: Ռեզիսի պարամետրների որոշումը լայնական-ուստուսակային գլան-
ման երկրամասն հաստունի վրա պարկուճների անցքա-համան ղեկավարում 2—3
- Կ. Ա. Մեջյան: Հոկանելության պարամետր մշակման ղեկավարում բաշխողական խառնուրդի
շարժման հետազոտի հավասարումը 2—23
- Ռ. Պ. Ջավախյան: Քառակուսի մեխանիզմների մի համախմբի մասին 2—13
- Ի. Պ. Ջավախյան: Սիմետրիկ երկշրտուղի մեխանիզմների վերլուծման և սինթեզի
կոռեկցացիայի մեթոդ 3—3
- Ն. Վ. Ալեյնիկ, Մ. Գ. Ստակյան, Ս. Հ. Գասպարյան: Լիոնների ղեկավարություն
հաշվարկային զննահատումը ցիկլային ծոռումով և ստատիկ ոլորումով բեռնա-
վորելու ղեկավարում 1—3
- Ն. Վ. Ալեյնիկ, Մ. Գ. Ստակյան: Հոկանելության վնասվածքների կուտակումը լարում-
ների կուտակման և յթալարման հավանականության պատճառով 3—11
- Պ. Ն. Ուրլով, Հ. Ռ. Սադարբյան: Կիսահղիչ սկավառակի բանվորական մակերևույթի
վրա ուղարկականային առատանկյունների ամպլիտուդի բաշխումը 5—11

ՄԵՏԱՂԱԿՈՒՄՆԵՐԻՆ

- Ա. Ա. Ախաբով, Ի. Տ. Զոլոտովսկի: PGM5 արագահատ պողպատի մակերևույթին
նստեցված տիտանի թաղանթի մետաղագիտական ուսումնասիրությունը 3—31
- Ա. Գ. Մազլոն, Ք. Յ. Միլոսլավսկի: Բարակ պինդ մարմինների ներթափանցման հետա-
դասումը մետաղների մեջ 3—19
- Ս. Ս. Ախաբով, Ա. Պ. Պանկևիչ, Լ. Հ. Գասպարյան: Բարձր ցերձառտիվանի ազ-
դեցությունը $W + 2Y_2O_3$ լիկվորացիային նյութի կառուցվածքի և շահագործ-
ման կաշրտության վրա 3—26

ՇԻՆԱՐԱՐԱԿԱՆ ՄԵՆԱՆԻԿԱ

- Ս. Ս. Դուբրինյան, Հ. Ն. Սարգսյան: Կառուցվածքների սնյամակայությունության հաշ-
վարկի մասին առաջադասությունական ղեկավարացիաների և չեքտավոր ֆիմքի

- դուրափոփոխելիություն հաշվառումով 1-11
- Վ. Ա. Համբարձումյան: Կարկասային շենքերի եղանակը կծային տատանումների ձևերի ու հաճախականությունների որոշման մեթոդի մասին 2-11
- Լ. Գ. Պետրոսյան, Ս. Գ. Ռուբենովի: ռեկուրս համար-կայան հետազոտողի աշխատանքային ծրագրի 3-11
- Ա. Օ. Սահակյան, Յ. Խ. Ղազարյան: Կոշտության միջուկով և մարմն սարքերով բարձրահարկ շենքերի հաշվարկը հորիզոնական զինամիկ ազդեցության տակ 5-11

ԷՆԵՐԳԵՏԻԿԱ

- Ռ. Ա. Ամիրխանյան, Ի. Ի. Շուբարդյան: Հենքամիախորամանների մեջ մտնող էներգահամակարգերի հաստատված ուժերի հաշվման ազդեցությունը մասին 2-11
- Ս. Հ. Հակոբյան, Լ. Ա. Եղիսյան: Բարդ զաղաստրամագծություն համակարգի պարամետրերի օպտիմալացման խնդրի մաթիմատիկական մոդելը առաջադրված հաշվարկային համակարգի օգտությամբ 1-11
- Ա. Ա. Շուբարդյան: Հենքամիախորաման համակարգերի հաստատված ուժերի մեծության հաշվարկներում խնդիրների մատրիցային կիրառման վերաբերյալ հետազոտություններ 1-11

ԷԼԵԿՏՐՍԿԵՆԻԿԱ

- Պ. Ն. Ազարյան: Յուղային տրանսֆորմատորների պահանակը լույսաշնչային փաթույթների մոտավոր տարածված կետի դիրքի և ջերմաստիճանի որոշման մասին 1-11
- Վ. Գ. Ալեքսանդրյան: Էլեկտրոնային զինվորատորի՝ որպես զենավարման օբյեկտի կաշտիության որոշման մեթոդ 1-11

ՀԱՇՎՈՂԱԿԱՆ ՏՆՆՈՒԿԱ

- Կ. Հ. Արսևանյան, Ա. Հ. Կառապետյան, Լ. Կ. Յուդյան: Ինքնաթիռների շարժման շվաղության կատարման խնդիր 2-11
- Դ. Դ. Բեռնյան: Ծրագրի ինքնաթիռային և զործիքային սխեմաների ազդեցության հետադարձումը մագնիսական դաշտի օպտիմալ ուժերի պարամետրերի հաշվարկի նշանակության վրա 2-11
- Դ. Ս. Դևյանյան, Ա. Ա. Ղազարյան: Անցողիկ պրոցեսի կորի ահաջանաբաշխման հաշվարկային համակարգի լուծարարների հաշվարկային մեթոդ 1-11
- Ա. Ն. Սարգսյան: Նախագծման օպտիմալացման համակարգի կառուցվածքը 2-11
- Դ. Ս. Սարգսյան, Լ. Հ. Փավստյան: «Ռոբոտ» և «Բաշխակ» համակարգի էլեկտրոնային հաշվի մեքենաների համակարգում ըստ մոտեցի 1-11

ՋԱՓՈՂԱԿԱՆ ՏՆՆՈՒԿԱ

- Ս. Ն. Գալստյան, Դ. Դ. Եղիսյան: Բազմաբան հետնող համակարգերի դինամիկ ճշգրտության մասին 1-11
- Է. Ս. Սահակյան: Բարձրագույն կարգի Նվազարկի սարքերում շարժանքի մեխանիզմի էլեկտրաշարժիչի թրթռումային հաշվարկային մեթոդ 2-11
- Ս. Ս. Սարգսյան, Վ. Ն. Ներսիսյան, Դ. Հ. Մելիսյան: Երկհայելի առանցքի զենակավարող հանգույցի հարթակի կառուցվածքային համակարգի նախագծումը 2-11
- Վ. Ռ. Վարդանյան: Դինամիկ դիֆերենցիալ թորոշիկային սինքրոնիզմի հաշվարկներ 2-11

ՋԼՄԱՏԻԿԱ

- Դ. Ս. Դևյանյան-Ազարյան, Վ. Ա. Տերյան, Լ. Ռ. Տեր-Կազարյան: Ջերմակայունության փորձարկման խցերի տեսակի և չափերի ընտրությունը 1-11

ՀԻՒՐԱՎՈՐԱԿԱՆ

Ռ. Բ. Հակոբյան, Ս. Ն. Մանուկյան: Կիտ շերտով պենետրացիայի մասին ժամանակ չգիման զործակցի որոշումը վիճակագրական տեսանկյունից օգտագործված	3—56
Ռ. Ե. Հակոբյան, Յ. Հ. Ավանյան, Ս. Ն. Մանուկյան: Օգի անհրաժեշտ քանակի որոշումը խողովակաշարի տրամագծի աստիճանական փոփոխումով պենետրացիայի պարտի նախագծման ղեկավարում	4—53
Ռ. Մ. Միրզախանյան, Ռ. Ե. Հակոբյան: Օգի ծախսը աղբյուրի խիտ շերտով պենետրացիայի ժամանակ	1—62

ՀԻՒՐԱՆՈՒՄՆԵՐԿԱՆ

Ս. Ա. Անանյան: Ֆիլտրացիոն շերտով մասսառեղափոխում հորիզոնական դրենաժի աշխատանքի ղեկավարում	2—27
Ս. Ա. Անանյան: Գրունտներում աղալուծույթների ֆիլտրացիոն հասքով լարման գինամիկայի որոշ հարցեր	6—15
Յ. Հ. Խաչատրյան: Գծային դասավորված ջրհորերի նախագծերի քառաչափ ֆիլտրացիոն միջավայրում	2—31

ԴԵՍԱՆԱՆ ԵՄԻՇԸ

Ա. Ա. Ավանյան: Ցանցի լանդշաֆտների աստիճանավորումը բնոների ունակությամբ հողաբույսի կոմպենսավորման ղեկավարում	5—41
Ռ. Ա. Ավանյան, Է. Մ. Աղալարյան: Աղալարյան-բուսական լանդշաֆտների բուսականության հետազոտության նախագիծը առանձին հատկությունների մասին	4—41
Հ. Բ. Բաղդասարյան, Ա. Մ. Արզումանյան: Գունավոր մետաղների ընդհանուր մեքենայի կառուցման ժամանակ օգտագործվող պարամետրերի որոշումը	1—53
Ա. Հ. Բաղդասարյան, Ա. Մ. Արզումանյան, Վ. Ռ. Վարդիկյան: ՀՀ-ի նախկին հրամանները մաքուր շրջանային ղեկավարում	5—43
Ն. Դեմ, Ռ. Ե. Եփրեմյան: Բնայ զագի և սեղմման համար օգտագործվող կենսաբուսական կոմպենսացիոն հասքային մասի կառուցման ղեկավարում	5—52
Ս. Մ. Կիսկանյան, Հ. Կ. Աստախով: Հարցազրույցի ղեկավարումը օգտագործվող կառուցման ղեկավարում	2—52
Է. Ա. Խոնկյան: Հողանոցային փորձարկումների համար հողանոցային մեքենաների աշխատանքների օգտագործումը բնական ընդհանուր	6—32
Ե. Ա. Կառավարյան, Ն. Հ. Գրիգորյան, Ա. Ս. Կառավարյան: Բողաքային ունակումը շինարարական վերամշակման ղեկավարումը հետազոտումը առանձին տեսակից	3—66
Ե. Ա. Կառավարյան: Շինարարական կառուցման վերամշակման որոշ համակարգերի կենսաբուսական և գինամիկական	4—13
Ե. Ե. Հակոբյան, Յ. Հ. Ավանյան, Ս. Ն. Մանուկյան: Տեղափոխող օգի ծախսի ազդեցությունը զոռային խառնուրդների փոխադրման ներառումը վրա	6—33
Ե. Դ. Մուսախանյան, Ա. Ս. Արդուստիկյան: Հորիզոնական դասավորությամբ օգտագործվող կառուցման մասին տարիների որոշումը մոմենտը	2—45
Ե. Դ. Պետրոսյան: Միկրոնոցների տեսության կիրառումը մարմնի պարամետրերի քառաչափ նախորդող պարամետրերի մեկնարկներով համար	6—43
Ե. Զ. Քաչիկյան: Ինտեստինալ աղիքների կողմից նախկին ղեկավարումը որոշման կողմնակցության կառուցումը	6—23

ԳՐԱՆՈՍՈՒԹՅՈՒՆ

Զ. Ա. Մանուկյան, Մ. Ս. Պետրոսյան: Դ. Դ. Սեդրակյան: Հիդրոգրաֆիկական շարքերի մասին նախնական մեքենայի որոշումը	6—41
---	------

СОДЕРЖАНИЕ

XXXII тома журнала «Известия АН АрмССР (серия технических наук)»

МАШИНОСТРОЕНИЕ

Р. В. Амбарцумян. Проектирование питающего зубчатого-рычажного генератора двух функций	6—3
А. Г. Гидукян, В. Н. Андреев. Исследование динамики процесса фрезерования коническими фрезами	2—19
Р. Н. Джаванян. Об одном семействе четырехшарнирных механизмов	2—11
Р. Н. Джаванян. Корреляционный метод анализа и синтеза симметричных двух-прикосновенных механизмов	1—3
М. А. Есаян, Г. С. Миртиросян, А. В. Хечумян, С. Г. Оганесян. О некоторых особенностях решения задачи устойчивости динамической системы фрезерных станков	1—3
Г. Н. Кошкярян, Г. Г. Шехян. Влияние полигармонических колебаний на работу резьбовых соединений	1—11
Р. С. Миртиросян. Распределение удельных давлений на разгруженных направляющих	5—3
К. А. Миджоян. Уравнение траектории движения рабочей смеси при образно-планетарной обработке	2—23
Л. М. Мхоян. Определение силовых параметров при прошивке гильз на двухвалковом стане поперечно-винтовой прокатки	2—3
Н. В. Олейник, М. Г. Стакян, С. А. Гаспарян. Расчетная оценка выносливости валов при нагружении циклическим изгибом и статическим кручением	1—3
Н. В. Олейник, М. Г. Стакян. Накопление усталостного повреждения в связи с концентрацией напряжений и вероятностью неразрушения	3—11
Н. Н. Орлов, Г. Р. Сисателян. Распределение амплитуды ультразвуковых колебаний на рабочей поверхности притирочного диска	5—11
С. Т. Хачатрян. Об устойчивости движения автомобиля на шоссейном интервале времени с учетом боковой упругости шин	2—9

МЕТАЛЛОВЕДЕНИЕ

А. А. Ахширизов, Н. Т. Золотухин. Металлографическое исследование пленок нитрида титана, нанесенных на быстрорежущие пластины Р6М5	3—31
А. Г. Бисбоса, Б. Ц. Минян. Исследование проникания тонкого твердого тела в металлы	3—19
С. С. Киприосов, А. Н. Панкевич, Л. А. Гаспарян. Влияние высокой температуры на структуру и эксплуатационную стойкость электродного материала W-25CrO ₂	3—26

СТРОИТЕЛЬНАЯ МЕХАНИКА

В. Г. Амбарцумян. Об одном методе определения частот и форм свободных колебаний колебаний каркасных зданий	5—18
С. С. Дарбинян, А. Е. Саргсян. К расчету сооружений на сейсмостойкость с	

- учетом упруго-пластических деформаций и нелинейности упругого основания 4—16
- Л. Г. Петросян, С. Г. Рубиневич. Свободные колебания системы «гибкая опора—жесткая балка» 4—22
- А. О. Сиакян, Ю. Х. Газарян. Методика расчета многосвязных элементов с ядрами жесткости и демпферными устройствами на горизонтальные динамические воздействия 6—8

ЭНЕРГЕТИКА

- С. Г. Акопян, Л. А. Хзмалян. Математическая модель задачи оптимизации параметров сложных газотранспортных систем на аналого-цифровом вычислительном комплексе 1—9
- Р. А. Амирян, И. И. Шарибханян. Об одном алгоритме расчета установившегося режима энергосистем, входящих в энергообъединение 1—16
- А. А. Арутюнян. Исследования, связанные с использованием гибридной матрицы в расчетах установившихся режимов электрических систем 1—24

ЭЛЕКТРОТЕХНИКА

- И. Е. Азирян. К определению температуры и расположения наиболее нагретой точки в многослойных цилиндрических обмотках масляных трансформаторов 4—29
- В. Г. Александриян. Метод определения устойчивости индукторного генератора, как объекта управления 1—33

ВЫЧИСЛИТЕЛЬНАЯ ТЕХНИКА

- К. Г. Абрамян, А. Г. Кирипетян, Л. К. Ясджян. Об одной задаче покрытия расписания движения самолетов 2—40
- Г. Д. Беджанян. Исследование влияния исходной информации и инструментальной погрешности на точность расчета оптимальных режимных параметров магистрального газопровода 5—38
- Д. С. Мелконян, А. А. Газарян. Численный метод расчета частотных характеристик по неравноотстоящим отсчетам кривой переходного процесса 6—22
- Г. С. Ордуян, Л. О. Жамгарян. Совместимость вычислительных машин серии «Урал» и ЕС ЭВМ по выводу 1—47
- А. Н. Саголки. Структура систем автоматизации производства 3—36

ИЗМЕРИТЕЛЬНАЯ ТЕХНИКА

- В. Р. Вирданян. Дифференциальные торсионные резонаторные датчики давления 5—25
- О. Н. Гаспарян, Г. Г. Есиназарян. О динамической точности многосвязных следящих систем 1—38
- Э. С. Сиакян. Виброизоляция электродвигателя движущего механизма и электроприводящих устройствах высшего класса 5—33
- С. Т. Саркисян, В. И. Нерсисян, Д. О. Мелконян. Проектирование системы стабилизации платформы задающего угла двухзеркальной антенны 3—41

ТЕПЛОТЕХНИКА

- Г. С. Мелик-Алавердян, В. А. Терян, Л. Б. Тер-Казарян. Выбор типоразмеров неопытных камер на теплоустойчивость 1—55

ГИДРАВЛИКА

- Р. Е. Акопян, С. Н. Манукян. Использование статистических тестов для определения коэффициента трения при пневмотранспорте в плотном слое . . . 3—54
- Р. Е. Акопян, Я. А. Алмасян, С. М. Манукян. Определение необходимого количества воздуха при проектировании пневмотранспорта со ступенчатым изменением диаметра трубопровода . . . 4—38
- Р. М. Мирзаханян, Р. Е. Акопян. О расходе воздуха при пневмотранспорте сыпучих материалов в плотном слое . . . 1—62

ГИДРОТЕХНИКА

- С. А. Анимян. Массоперенос фильтрационным потоком на фоне работы горизонтального дренажа . . . 2—27
- С. А. Анимян. Некоторые вопросы динамики движения раствора солей фильтрационным потоком в грунтах . . . 6—15
- Э. А. Хачатрян. Расчет линейного подозабора в четырехслойной фильтрационной среде . . . 2—31

НАУЧНЫЕ ЗАМЕТКИ

- А. С. Авакимов. Равномерность узлов сети при компенсации реактивной мощности нагрузок . . . 5—44
- Р. С. Аветисян, Э. М. Агаларян. Об особенностях расчета стеклопластбетонных элементов по деформациям . . . 1—44
- Р. Е. Акопян, Я. А. Алмасян, С. Н. Манукян. Влияние расхода транспортирующего воздуха на дальность перемещения аэросмеси . . . 6—38
- Г. Б. Багдасарян, Л. М. Арзуманян. Определение оптимальных параметров прерывистого резания цветных металлов . . . 4—53
- Г. Б. Багдасарян, А. Н. Арзуманян, В. Б. Вардилян. Вибрация СПИЛ при чистовой точении . . . 5—46
- Г. Н. Дев, Р. Е. Епремян. К термогазодинамическому расчету проточной части центробежного компрессора для сжатия реального газа . . . 5—53
- А. М. Дилокян, Г. К. Астабацян. Алгоритм для расчета оптимального управления серийными двигателями электромобиля . . . 2—52
- Э. А. Нишкян. Оптимальный выбор схем и параметров резонансных машин для испытания на усталость . . . 6—32
- А. С. Карапетян, Н. О. Григорян, А. С. Саркисян. Исследование динамики строительного подъемника в пусковом режиме при опускании с учетом эксцентричности расположения груза . . . 3—60
- А. С. Карапетян. Кинематика и динамика ловительных систем строительных мачтовых подъемников . . . 4—48
- Г. Дж. Кочинян. Регулирование крутильной жесткости несущей системы грузового автомобиля . . . 6—28
- Г. Г. Мусасляни, А. С. Аристикесян. Вращающий момент вала горизонтально расположенного кольцевого брикетного пресса . . . 2—45
- М. Н. Петросян. Приложение теории микротрещин в интерпретации процессов, предшествующих изгибному разрушению тел . . . 6—13

РЕЦЕНЗИЯ

- Е. Д. Сафаров, М. С. Петросян. Савинидзе Г. Г. Математическое моделирование гидрологических рядов. Л., Гидрометеоиздат, 1977, 296 с. . . 6—48

Ր Ո Վ Ա Ն Դ Ո Ւ Թ Յ Ո Ւ Ն

ՄԱՔՆԱՆՈՒԹՅՈՒՆ

Ո. Վ. Համբարձումյանի, Կրկու, Գրականությանը Հետազոտ. ատամնաբանական հանձնարարի նախագիծումը	3
--	---

ՇՈՒՆԱՐԱՐԱԿԱՆ ՄԱՆԱՆԻԿԱ

Յ. Ո. Սահակյան, Տո. Խ. Ղազարյան. Կաշառիթյան միջուկով և մարիլ սարքերով բարձրահարկ շենքերի հարկարկը հորիզոնական զինավոր. ազդեցության տակ	8
--	---

ԱԳՐՈՏԵՆՆԻԿԱ

Ո. Ա. Անանյան. Գրունտներում ազդու ծայրիկների ֆիտոքոլոգիան հասրով շարժման դի. նամիկայի որոշ հարցեր	13
---	----

ՀԱՆՎՈՂԱԿԱՆ ՏԵՆՆԻԿԱ

Գ. Ո. Ուլիկոյան, Ո. Ա. Ղազարյան. Անցանկի պոքերի կտրի առնվազանաբանական հաշ. վումեներով հանախական բնամիավորների հաշվարկման Թվային մեթոդ	22
---	----

ԳԵՏԱԿԱՆ ՆՈԹՆԵՐ

Հ. Ջ. Քոչինյան. Բնոնատար սովաամբելի կրոչ համակարգի ոլորման կաշառիթյան կար. դաժոբումը	28
Է. Ա. Իեանկյան. Հոգնածային փորձարկումների համար անդունտային մեքենաների սխեմաների և պարամետրերի պարամայ բնորոշյունը	32
Թ. ի. Հակոբյան, Յ. Հ. Ալմազյան, Ս. Ն. Սահակյան. Տեղափոխող քի մախար ազդե. ցությունը ողային խոտեւորդների փոխադրման հեռավորության վրա	38
Մ. Ի. Պետրոսյան. Միկրոէլեմենտի տեղական կիրառումը մարմնի պայթեցմամբ քալ. քայումը նախորդող պրոցեսները մեկնաբանելու համար	43
Ե. Ղ. Սահակով, Մ. Ո. Պետրոսյան, Պ. Դ. Ավանիձե. Հիդրոդինամիկական շարժերի մաթե. մատիկական մոդելավորումը, Է. Հիդրոմեխանիկա, 1977, 206 էջ	46

СОДЕРЖАНИЕ

МАШИНОСТРОЕНИЕ

Р. В. Амбарцумян. Проектирование пятизвенного зубчато-рычажного генератора двух функций	3
---	---

СТРОИТЕЛЬНАЯ МЕХАНИКА

А. О. Саакян, Ю. Х. Газарян. Методика расчета многоэтажных зданий с ядрами жесткости и демпферными устройствами на горизонтальные динамические воздействия	8
--	---

ГИДРОТЕХНИКА

С. Л. Анянян. Некоторые вопросы динамики движения раствора солей фильтрационным потоком в грунтах	15
---	----

ВЫЧИСЛИТЕЛЬНАЯ ТЕХНИКА

Д. С. Мелконян, А. А. Газарян. Численный метод расчета частотных характеристик по неравноотстоящим отсчетам кривой переходного процесса	22
---	----

НАУЧНЫЕ ЗАМЕТКИ

Г. Дж. Кочинян. Регулирование крутильной жесткости несущей системы грузового автомобиля	28
Э. А. Инсакян. Оптимальный выбор схем и параметров резонансных машин для испытания на усталость	32
Р. Е. Акопян, Я. Л. Алясян, С. Н. Минукян. Влияние расхода транспортирующего воздуха на дальность перемещения аэросмеси	38
М. И. Петросян. Приложение теории микротрещин в интерпретации процессов, предшествующих изрывному разрушению тела	43
Е. Д. Сафиров, М. С. Петросян, Сянидзе Г. Г. Математическое моделирование гидрологических рядов. Л., Гидрометеоиздат. 1977, 296 с.	48

