

ՀԱՅԿԱԿԱՆ ՍՍՀ
ԳԻՏՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐԻ ԱԿԱԴԵՄԻԱՅԻ

ՏԵԴԵԿԱԳԻՐ
ИЗВЕСТИЯ

АКАДЕМИИ НАУК АРМЯНСКОЙ ССР

ՏԵԽՆԻԿԱԿԱՆ ԳԻՏՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐԻ ՍԵՐԻԱ
СЕРИЯ ТЕХНИЧЕСКИХ НАУК

ԽՄԲՈՂՐԱԿԱՆ ԿՈՂԵԳԻԱ

Աղսեց Ջ. Տ., Ալեքսեևսկի Վ. Վ., Եղիազարյան Ի. Վ., Կառյան
Մ. Վ. (պատ. խմբագիր), Նազարով Ա. Գ., Սիմոնով Մ. Ջ.,
Փիենազյան Վ. Վ. (պատ. խմբագրի տեղակալ):

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ

Абонц Г. Т., Алексеевский В. В., Егизаров И. В., Касьян
М. В. (ответ. редактор), Назаров А. Г., Пинаджин В. В.
(зам. отв. редактора), Симонов М. З.

В. М. ОВСЕПЯН

МЕТОД НЕПОСРЕДСТВЕННОГО ОПРЕДЕЛЕНИЯ МАКСИМАЛЬНОЙ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ТАРАННОЙ УСТАНОВКИ

Существующие методы нахождения производительности таранной установки приводят к сложным расчетным соотношениям, которые не позволяют непосредственно определять максимальную производительность установки при данных параметрах.

Например, выражение для производительности, полученное на основании теории Жуковского-Бубекина [1] имеет вид

$$q = \frac{2nl\omega}{aT} \left(v_c th \frac{t}{2\tau} - nu \right), \quad (1)$$

где a — скорость распространения волны удара; v_c — устанавливающаяся скорость в питательной трубе; l — длина питательной трубы; ω — площадь ее сечения; n — число фаз нагнетаний; t — продолжительность периода разгона; u — волновое изменение скорости, т. е. скорость, необходимая для создания нагнетательного напора h ; τ — характерный параметр системы, зависящий от питательного напора, длины питательной трубы и коэффициента гидравлических сопротивлений системы; T — полная продолжительность одного цикла работы машины, определяемая формулой

$$T = t + \frac{2(n+1)l}{a}$$

При такой сложной структуре расчетной формулы, когда в ней фигурирует много размерных параметров, выбрать оптимальный режим работы установки для получения максимальной производительности, возможно лишь методом подбора параметров, прибегнув к составлению громоздких таблиц для каждой конкретной задачи.

Ниже предпринята попытка получить выражение для производительности таранной установки, зависящее только от безразмерных параметров. Выведем формулу производительности исходя из энергетического баланса массы жидкости, заключенной в питательной трубе.

Представим, что в конце периода разгона, имеющего продолжительность t , в питательной трубе имеем скорость v . Тогда масса жидкости, заключенная в питательной трубе будет обладать кинетической энергией

$$\frac{\gamma}{g} \omega l \frac{v^2}{2}.$$

Благодаря этой энергии некоторый объем воды нагнетается на динамическую высоту h_d и в конце периода нагнетания скорость в трубе, в наихудшем случае, становится равной [3]:

$$u = \frac{gh_d}{a}.$$

Остаточная энергия, соответствующая этой скорости,

$$\frac{\gamma}{g} \omega l \frac{u^2}{2}$$

не может быть использована, так как скорость u не в состоянии создать повышение давления больше h_d . Эта энергия в холостой фазе возвращается в напорный бассейн и затухает. Таким образом, использованная энергия будет

$$\frac{\gamma}{2g} \omega l (v^2 - u^2).$$

За один цикл работы машины на высоту h_d нагнетается вес воды равный

$$\gamma q T,$$

где q — производительность установки, т. е. нагнетательный осредненный по времени расход. Этот вес получает энергию

$$\gamma q T h_d,$$

которая должна быть равна использованной энергии, т. е.

$$\gamma q T h_d = \frac{\gamma}{2g} \omega l (v^2 - u^2).$$

Откуда определяем

$$q = \frac{\omega}{2gh_d} \frac{l}{T} (v^2 - u^2). \quad (2)$$

Величина v определяется по известной формуле [2]

$$v = kv_c = k \sqrt{\frac{2gH}{1 + \zeta_0}}. \quad (3)$$

где k коэффициент разгона —

$$k = th \frac{t}{2\tau}. \quad (4)$$

H — питательный напор, ζ_0 — суммарный коэффициент гидравлических сопротивлений питательной трубы и ударного клапана.

Имеющий размерность времени параметр τ определяется выражением

$$\tau = \frac{l}{v_c (1 + \zeta_0)}. \quad (5)$$

На основании приведенных выше уравнений выражение (2) примет вид

$$q = \frac{\omega}{2g h_x} \frac{v^2}{\frac{t}{l} + \frac{2(n+1)}{a}} \left(k^2 - \frac{u^2}{v_c^2} \right). \quad (6)$$

Число фаз нагнетаний определяется из неравенства

$$n < \frac{\frac{k v_c}{u} + 1}{2}.$$

Без существенной ошибки для получения непрерывной функциональной зависимости, определим n из равенства

$$n = \frac{\frac{k v_c}{u} + 1}{2}.$$

откуда

$$2(n+1) = \frac{k v_c + 3u}{u}.$$

В силу (2)–(5) выражение (6) примет вид

$$q = \frac{\omega v_c}{2} \frac{k^2 - \frac{u^2}{v_c^2}}{\frac{h_x}{H} \operatorname{Arth} k + k + 3 \frac{u}{v_c}}. \quad (7)$$

В конце периода разгона перед нагнетательным клапаном имеем избыточное давление

$$H - (1 + \zeta_{rp}) \frac{v^2}{2g},$$

где ζ_{rp} — суммарный коэффициент гидравлических сопротивлений нагнетательного трубопровода до ударного клапана. Следовательно, динамическая высота нагнетаний будет равна (рис. 1):

$$h_x = h_s + \Sigma h_w - \left[H - (1 + \zeta_{rp}) \frac{v^2}{2g} \right],$$

где Σh_w — сумма потерь напора нагнетательного клапана и нагнетательного трубопровода.

Обозначим

$$h_1 + \Sigma h_w = h$$

и назовем h расчетным нагнетательным напором: тогда

$$h_x = h - H + (1 + \zeta_{rp}) \frac{v^2}{2g}. \quad (8)$$

В формуле (8) выразим динамический нагнетательный напор через расчетный

$$\frac{h_x}{H} = \frac{h}{H} - 1 + (1 + \zeta_{тр}) \frac{v^2}{2gh}$$

В силу (3)

$$\frac{h_x}{H} = \frac{h}{H} - 1 + \frac{1 + \zeta_{тр}}{1 + \zeta_c} k^2$$

Подставляя последнее в (7) получим:

$$q = \omega v_c \psi \left(k, \frac{H}{h}, \frac{u}{v_c}, \frac{1 + \zeta_{тр}}{1 + \zeta_c} \right), \quad (9)$$

где

$$\psi = \frac{1}{2} \cdot \frac{k^2 - \frac{u^2}{v_c^2}}{\left(\frac{h}{H} - 1 + \frac{1 + \zeta_{тр}}{1 + \zeta_c} k^2 \right) \text{Arth} k + k + 3 \frac{u}{v_c}} \quad (10)$$

Имея ввиду очень слабое влияние изменения отношения

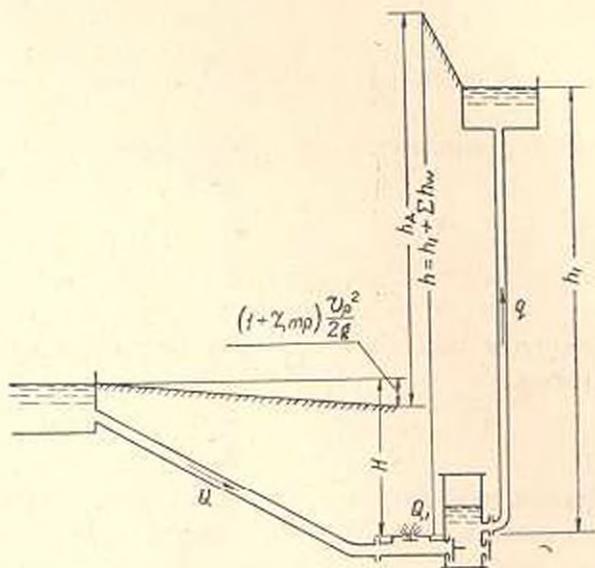


Рис. 1.

$\frac{1 + \zeta_{тр}}{1 + \zeta_c}$ на величину ψ , что подтверждается многочисленными расчетами, это отношение заменим некоторым его средним значением (например 0,7) и принимаем его постоянным, тогда безразмерный коэффициент ψ будет функцией трех безразмерных параметров k , $\frac{h}{H}$ и $\frac{u}{v_c}$.

Как видно из уравнения (9) производительность таранной установки получается простым умножением установившегося расхода на безразмерную функцию ψ .

Отношения $\frac{h}{H}$ и $\frac{u}{v_c}$ постоянны для конкретной установки и

Таблица 1

Оптимальные значения k и максимальные значения функции ψ по формуле (10)

$\frac{u}{v_z}$	0,05		0,10		0,15		0,20		0,25		0,30		0,35		0,40		0,45		0,50		
	k	ψ																			
0,05	0,80	0,014	0,80	0,014	0,81	0,011	0,82	0,013	0,83	0,013	0,84	0,012	0,86	0,012	0,87	0,011	0,88	0,010	0,89	0,009	0,009
0,10	0,80	0,028	0,81	0,027	0,82	0,027	0,83	0,026	0,84	0,025	0,85	0,023	0,86	0,022	0,87	0,020	0,89	0,017	0,90	0,017	0,017
0,15	0,80	0,042	0,81	0,040	0,82	0,039	0,83	0,037	0,84	0,035	0,86	0,033	0,87	0,031	0,88	0,029	0,89	0,027	0,91	0,024	0,024
0,20	0,80	0,055	0,81	0,052	0,82	0,050	0,84	0,048	0,85	0,046	0,86	0,043	0,87	0,040	0,89	0,037	0,90	0,338	0,91	0,031	0,031
0,25	0,80	0,067	0,82	0,065	0,83	0,062	0,84	0,058	0,85	0,055	0,87	0,052	0,88	0,048	0,89	0,044	0,90	0,041	0,91	0,037	0,037
0,30	0,80	0,080	0,82	0,076	0,83	0,072	0,85	0,068	0,86	0,064	0,87	0,060	0,88	0,055	0,90	0,051	0,91	0,047	0,92	0,042	0,042
0,35	0,80	0,092	0,82	0,087	0,84	0,082	0,85	0,077	0,86	0,072	0,88	0,067	0,89	0,062	0,90	0,057	0,91	0,052	0,92	0,047	0,047
0,40	0,80	0,103	0,82	0,097	0,84	0,092	0,85	0,086	0,87	0,080	0,88	0,075	0,89	0,069	0,90	0,063	0,92	0,058	0,93	0,052	0,052
0,45	0,81	0,115	0,82	0,108	0,84	0,101	0,86	0,094	0,87	0,088	0,88	0,081	0,90	0,075	0,91	0,069	0,92	0,063	0,93	0,056	0,056
0,50	0,81	0,125	0,83	0,117	0,84	0,110	0,86	0,102	0,88	0,095	0,89	0,088	0,90	0,081	0,92	0,074	0,92	0,067	0,93	0,060	0,060

могут быть определены непосредственно на основании проектных данных. От режима работы установки зависит только коэффициент разгона k .

Следовательно, для получения максимальной производительности установки необходимо варьировать коэффициентом k , оставив постоянными отношения $\frac{h}{H}$ и $\frac{u}{v_c}$. Функция ψ для фиксированных значений $\frac{h}{H}$ и $\frac{u}{v_c}$ в точках $k = \frac{u}{v_c}$ и $k = 1$ обращается в нуль, следовательно, в интервале $\frac{u}{v_c} < k < 1$ она имеет максимум.

В табл. 1 приводятся оптимальное значение k и соответствующие максимальные значения функции ψ полученные по формуле (10) на вычислительной машине.

Задача нахождения максимальной производительности данной конкретной установки сводится к определению отношений $\frac{h}{H}$ и $\frac{u}{v_c}$.

В случае конкретной задачи необходимо определить эти отношения, и по ним из таблицы найти оптимальное значение k и ψ_{\max} .

Далее, максимальная производительность определяется по формуле

$$q = v_c \psi_{\max}. \quad (11)$$

Частоту ударов и другие элементы легко определить, имея значение коэффициента разгона k [2].

Ереванский политехнический институт
им. К. Маркса

Поступило 5.IV 1965.

Վ. Մ. ՕՎՍԵՅԱՆ

ՏԱՐԱՆԱՅԻՆ ԿԱՅԱՆՔԻ ՄԱՔՍԻՄԱԼ ԱՐՏԱԿՐՈՂԱԿԱՆՈՒԹՅԱՆ
ՈՐՈՇՄԱՆ ԱՆՄԻՋԱԿԱՆ ՄԵԹՈԴ

Ո. Վ Փ Ն Փ Ո Ւ Վ

Ֆոտոլթյուն ունեցող մեթոդներով տարանային կաշանքի մարսիմալ արտադրողականությունը որոշվում է բնությունից միջոցով, որը ամեն կոնկրետ խնդրի դեպքում պահանջում է մեծ հաշվային աշխատանք:

Օրտագործելով մոման պարբերությունում տարանի սնող խողովակի հեղուկի էներգետիկ բայանսի արտահայտությունը և բնդունելով մոման ֆազերի թիվը ոչ դիսկրետ, հոգիածում տարանի արտադրողականության բաժանին արվում է

$$q = v_c \psi \left(k, \frac{H}{h}, \frac{u}{v_c} \right)$$

տեսքը, որտեղ ψ ֆունկցիան ունի մարսիմոմա:

որոշելով $\frac{H}{h}$ և $\frac{u}{v_c}$ հարաբերությունների գանազան արժեքների դեպքում

k-ի օպտիմալ արժեքները և 1/2 ֆունկցիայի նրանց համապատասխանող մարսիմալ արժեքները, կազմված է աղյուսակ:

Ամեն կոնկրետ խնդրի դեպքում ունենալով $\frac{H}{h}$ և $\frac{u}{v_c}$ հարաբերությունները աղյուսակից վերցվում է ψ_{opt} համապատասխան արժեքը և անմիջապես որոշվում մարսիմալ արտադրողականությունը՝

$$Q_{opt} = w v_c \psi_{opt}$$

Л И Т Е Р А Т У Р А.

1. Бубекин Б. М. Гидравлический таран, Бюллетень Политехнического общества, М., 1910.
2. Овсепян В. М. Гидравлический таран (на армянском языке), Ереван, 1955.
3. Чистопольский С. Д. Гидравлические тараны, М., 1936.

В. К. БРУТЯН

ВЛИЯНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО УДАРА В СИСТЕМЕ
 РАЗВЕТВЛЕННЫХ ТРУБОПРОВОДОВ НА ОПТИМАЛЬНОЕ
 УПРАВЛЕНИЕ ГИДРОТУРБИНЫ

Одной из интересных задач в сложной системе трубопроводов является оптимизация гидравлического удара. Оптимальные процессы с одним запаздывающим аргументом уже рассматривались в работах [1, 2]. В работе [3] результаты [1, 2] применены для исследования волновых явлений в напорном трубопроводе.

Нами выведено необходимое условие оптимальности для уравнений с тремя запаздываниями, когда два агрегата питаются из главного

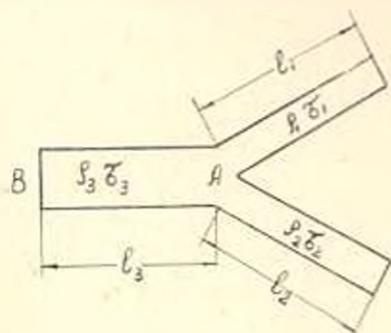


Рис. 1.

подводящего трубопровода, имеющего разветвление на определенном расстоянии (рис. 1) и приведен порядок исследований. До начала управления расход и давление воды постоянны и равны соответственно $Q_i(P, 0)$ и $H_i(P, 0)^*$. Вследствие управления в начальный момент времени, стационарный режим движения воды нарушается, скорость и давление становятся некоторыми функциями времени и координат

сечения трубопроводов, т. е. $Q_i = Q_i(P, l_i)$ и $H_i = H_i(P, l_i)$. Для каждого участка трубопроводов справедливы следующие соотношения [5]:

$$H_i(P, l_i) = H_i(P, 0) \operatorname{ch} \frac{P \tau_i}{2} - \tau_i Q_i(P, 0) \operatorname{sh} \frac{P \tau_i}{2};$$

$$Q_i(P, l_i) = Q_i(P, 0) \operatorname{ch} \frac{P \tau_i}{2} - \frac{1}{\tau_i} H_i(P, 0) \operatorname{sh} \frac{P \tau_i}{2}. \quad (1)$$

где τ_i — ударная характеристика трубопровода, τ_i — фаза гидравлического удара, l_i — длина участка.

Для упрощения дальнейших выкладок будем считать трубопровод симметричным, что практически всегда имеет место [6]. Очевид-

* Для расчета разветвленного трубопровода целесообразно применить операционный метод [4].

но, что граничные условия при данной постановке задачи распадаются на два вида. Во-первых, это уравнение неразрывности расхода, которое принимается справедливым и для нестационарного режима. Во-вторых, пренебрегая потерями напора в разветвленной системе, получаем условие одинакового давления в узле A для всех трубопроводов

$$Q_1(P, l_1) = Q_1(P, 0) + Q_2(P, 0); H_1(P, 0) = H_2(P, 0) = H_3(P, l_2).$$

Учитывая еще, что обычно $H_3(P, 0)$, можно получить общее выражение для нестационарного процесса давления перед турбинами в зависимости от изменений расходов:

$$H_1(P, l_1) = -\frac{\rho}{2} \left[\operatorname{th} \frac{P(\tau' + \tau_3)}{2} + \operatorname{th} \frac{P\tau'}{2} \right] Q_1(P, l_1) - \frac{\rho}{2} \left[\operatorname{th} \frac{P(\tau' + \tau_3)}{2} - \operatorname{th} \frac{P\tau'}{2} \right] Q_2(P, l_2); \quad (2)$$

$$H_2(P, l_2) = -\frac{\rho}{2} \left[\operatorname{th} \frac{P(\tau' + \tau_3)}{2} + \operatorname{th} \frac{P\tau'}{2} \right] Q_2(P, l_2) - \frac{\rho}{2} \left[\operatorname{th} \frac{P(\tau' + \tau_3)}{2} - \operatorname{th} \frac{P\tau'}{2} \right] Q_1(P, l_1). \quad (3)$$

Если оба агрегата работают в режиме группового управления, то

$$Q_1(P, l_1) = Q_2(P, l_2) = Q(P, l); H_1(P, l_1) = H_2(P, l_2) = H(P, l), \quad (4)$$

где

$$H(P, l) = -\rho \operatorname{th} \frac{P(\tau' + \tau_3)}{2} Q(P, l). \quad (5)$$

Если в (2) и (3) вернуться от изображения к оригиналу, то получим:

$$h_1(t_1) + h_1(t_1 - \tau') + h_1(t_1 - \tau' - \tau_3) + h_1(t_1 - 2\tau' - \tau_3) = -\rho [q_1(t_1) - q_1(t_1 - 2\tau' - \tau_3) + q_2(t_1 - \tau') - q_2(t_1 - \tau' - \tau_3)]; \quad (6)$$

$$h_2(t_1) + h_2(t_1 - \tau') + h_2(t_1 - \tau' - \tau_3) + h_2(t_1 - 2\tau' - \tau_3) = -\rho [q_1(t_1 - \tau') - q_1(t_1 - \tau' - \tau_3) + q_2(t_1) - q_2(t_1 - 2\tau' - \tau_3)].$$

Таким образом, основная особенность рассматриваемой системы состоит в том, что динамические изменения и давления расхода обеих турбин взаимно влияют друг на друга, и процесс регулирования одной из них отражается на режиме второй.

При оптимизации влияния гидравлического удара необходимы следующие уравнения регулирования гидротурбины, которые выводятся в [7].

Уравнение машин

$$T_i \dot{\varphi}_i = a_{i1} \mu + a_{i2} h_i + a_{i3} \varphi_i, \quad (i = 1, 2) \quad (7)$$

Уравнение главных сервомеханизмов

$$T_j \dot{\mu}_i = z_i \quad (i=1, 2; j=3, 4). \quad (8)$$

Условия расхода воды поступающей в турбины

$$q_i = b_{11} \mu_i + \left(b_{12} + \frac{1}{2} \right) h_i + b_{13} z_i. \quad (i=1, 2) \quad (9)$$

Здесь φ_i , μ_i , h_i , q_i и z_i — относительные изменения соответственно: угловой скорости, смещения поршня сервомотора, давления, скорости потоков и главных золотников.

Сводим все уравнения в систему

$$\begin{aligned} \dot{x}_1(t) - a_1^1 x_2(t) + a_2^1 x_3(t) + a_3^1 x_4(t), \\ \dot{x}_2(t) = u_1(t), \\ a_4^1 x_3(t) + a_5^1 x_4(t) + b_1^2 x_4(t - \tau_1) + c_1^2 x_4(t - \tau_2) + d_1^2 x_4(t - \tau_3) + \\ + b_2^3 x_4(t - \tau_1) + c_2^3 x_4(t - \tau_2) + d_2^3 x_4(t - \tau_3) = 0; \\ a_1^4 x_1(t) + a_2^4 x_2(t) + a_3^4 x_3(t) + a_4^4 x_4(t) = 0; \\ \dot{x}_5(t) = a_5^5 x_5(t) + a_6^5 x_6(t) + a_7^5 x_7(t); \\ \dot{x}_6(t) = u_2(t), \\ a_7^5 x_7(t) + a_8^5 x_8(t) + b_7^6 x_8(t - \tau_1) + c_7^6 x_8(t - \tau_2) + d_7^6 x_8(t - \tau_3) + \\ + b_8^6 x_8(t - \tau_1) + c_8^6 x_8(t - \tau_2) + d_8^6 x_8(t - \tau_3) = 0; \\ a_5^8 x_5(t) + a_6^8 x_6(t) + a_7^8 x_7(t) + a_8^8 x_8(t) = 0. \end{aligned} \quad (10)$$

При нулевых начальных условиях. Здесь введены следующие обозначения:

$$\begin{aligned} x_1 = z_1; \quad x_2 = \mu_2; \quad x_3 = h_1; \quad x_4 = q_1; \quad x_5 = z_2; \quad x_6 = \mu_2; \quad x_7 = h_1; \quad x_8 = q_1; \\ a_1^4 = a_{12}; \quad a_2^4 = a_{21}; \quad a_3^4 = a_{12}; \quad a_4^4 = b_{11}; \quad a_5^4 = b_{12} + \frac{1}{2}; \quad a_6^4 = b_{13}; \quad a_7^4 = a_{21}; \\ a_5^8 = a_{21}; \quad a_6^8 = a_{22}; \quad a_7^8 = b_{22}; \quad a_8^8 = b_{21}; \quad a_9^8 = b_{22} + \frac{1}{2}; \end{aligned}$$

$$t = \frac{t_1}{T_1}; \quad \tau_1 = \frac{\tau_1'}{T_1}; \quad \tau_2 = \frac{\tau_2' + \tau_3'}{T_1}; \quad \tau_3 = \frac{2\tau_1' + \tau_3'}{T_1}; \quad u_1 = \frac{T_1}{T_2} \tau_1; \quad u_2 = \frac{T_2}{T_4} \tau_2.$$

Перейдем к необходимым условиям оптимальности для такой системы. Систему уравнений (10) представим в общем случае в следующем виде:

$$\dot{x}_i(t) = f_i | x(t), x(t - \tau_1), x(t - \tau_2), x(t - \tau_3), u(t) | \quad (i=1, 2, \dots, 8) \quad (11)$$

с условиями $x_i(0) = 0$, причем без ограничения общности можем считать, что $\tau_1 < \tau_2 < \tau_3$. Случай, когда $\tau_1 < \tau_2 < \tau_3$, всегда можно свести к строгому неравенству заменой переменных и вводом новой функции. Пусть $x(t)$ при $t \in [t_0, t_1]$ решение уравнения [11], соответствующее допустимому управлению u и условию $x_i(0) = 0$. Для того, чтобы допустимое управление было оптимальным, необходимо, чтобы

скалярное произведение $H = \langle \psi, f \rangle$ достигло максимального значения. При применении принципа максимума необходимо знать лишь $\psi_i(t)$. Чтобы его найти нужно решить сопряжены уравнения:

$$\frac{d\psi_i(t)}{dt} = - \sum_{\alpha=1}^n \psi_\alpha(t) \frac{\partial f_\alpha(t)}{\partial x_i} \quad (12)$$

Интегрируя систему (11) с нулевыми начальными условиями и, учитывая (12) нетрудно показать, что функцию ψ можно сформулировать в виде:

$$\begin{aligned} \psi_i(t) = & - \left| \int_{t_0}^{t+\tau_1} \left[\frac{\partial f_\alpha(v)}{\partial x_i} + \frac{\partial f_\alpha(v+\tau_1)}{\partial y_{11}} + \frac{\partial f_\alpha(v+\tau_2)}{\partial y_{21}} + \right. \right. \\ & \left. \left. + \frac{\partial f_\alpha(v+\tau_3)}{\partial y_{31}} \right] \psi_\alpha(v) dv + \int_{t_0}^{t+\tau_2} \left[\frac{\partial f_\alpha(v)}{\partial x_i} + \frac{\partial f_\alpha(v+\tau_1)}{\partial y_{11}} + \frac{\partial f_\alpha(v+\tau_2)}{\partial y_{21}} \right] \psi_\alpha(v) dv + \right. \\ & \left. + \int_{t_0}^{t+\tau_3} \left[\frac{\partial f_\alpha(v)}{\partial x_i} + \frac{\partial f_\alpha(v+\tau_1)}{\partial y_{11}} \right] \psi_\alpha(v) dv + \int_{t_0}^t \frac{\partial f_\alpha(v)}{\partial x_i} \psi_\alpha(v) dv + \frac{\partial f_\alpha(t)}{\partial u_i} \right\}, \quad (13) \end{aligned}$$

где $y_{j1} = x_i(t - \tau_j)$ ($j=1, 2, 3$).

Уравнение (13) позволяет, эффективно применяя методы последовательных приближений, выводить необходимое условие оптимальности для уравнений с тремя запаздывающими аргументами. Оно имеет вид:

$$\begin{aligned} \frac{d\psi_i(t)}{dt} = & - \sum_{\alpha=1}^n \frac{\partial f_\alpha(t)}{\partial x_i} \psi_\alpha(t) - \sum_{\alpha=1}^n \frac{\partial f_\alpha(t+\tau_1)}{\partial y_{11}} \psi_\alpha(t+\tau_1) - \\ & - \sum_{\alpha=1}^n \frac{\partial f_\alpha(t+\tau_2)}{\partial y_{21}} \psi_\alpha(t+\tau_2) - \sum_{\alpha=1}^n \frac{\partial f_\alpha(t+\tau_3)}{\partial y_{31}} \psi_\alpha(t+\tau_3) \text{ при } t \in [t_0, t_k - \tau_3]; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \frac{d\psi_i(t)}{dt} = & - \sum_{\alpha=1}^n \frac{\partial f_\alpha(t)}{\partial x_i} \psi_\alpha(t) - \sum_{\alpha=1}^n \frac{\partial f_\alpha(t+\tau_1)}{\partial y_{11}} \psi_\alpha(t+\tau_1) - \\ & - \sum_{\alpha=1}^n \frac{\partial f_\alpha(t+\tau_2)}{\partial y_{21}} \psi_\alpha(t+\tau_2) \text{ при } t \in [t_k - \tau_2, t_k - \tau_1]; \quad (14) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \frac{d\psi_i(t)}{dt} = & - \sum_{\alpha=1}^n \frac{\partial f_\alpha(t)}{\partial x_i} \psi_\alpha(t) - \sum_{\alpha=1}^n \frac{\partial f_\alpha(t+\tau_1)}{\partial y_{11}} \psi_\alpha(t+\tau_1), \\ & \text{при } t \in [t_k - \tau_1, t_k]; \end{aligned}$$

$$\frac{d\psi_i(t)}{dt} = - \sum_{\alpha=1}^n \frac{\partial f_\alpha(t)}{\partial x_i} \psi_\alpha(t) \text{ при } t \in [t_k - \tau_0, t_k],$$

$$\psi(t_0) = 0.$$

Выведенное необходимое условие позволяет переходить к определению сопряженных уравнений для оптимального управления гидротурбины с учетом гидравлического удара. Пользуясь (10), можно показать, что система уравнений для $\psi_1(t)$ имеет вид:

$$\begin{aligned} \frac{d\psi_1(t)}{dt} &= -\sum_{\alpha=1}^8 a_{\alpha}^1 \psi_{\alpha}(t) - \sum_{\alpha=1}^8 b_{\alpha}^1 \psi_{\alpha}(t + \tau_2) - \sum_{\alpha=1}^8 c_{\alpha}^1 \psi_{\alpha}(t + \tau_3) - \\ &\quad - \sum_{\alpha=1}^8 d_{\alpha}^1 \psi_{\alpha}(t + \tau_3) \text{ при } t \in [t_n, t_k - \tau_3]; \\ \frac{d\psi_1(t)}{dt} &= -\sum_{\alpha=1}^8 a_{\alpha}^1 \psi_{\alpha}(t) - \sum_{\alpha=1}^8 b_{\alpha}^1 \psi_{\alpha}(t + \tau_1) - \sum_{\alpha=1}^8 c_{\alpha}^1 \psi_{\alpha}(t + \tau_2) \\ &\quad \text{при } t \in [t_k - \tau_3, t_k - \tau_2]; \\ \frac{d\psi_1(t)}{dt} &= -\sum_{\alpha=1}^8 a_{\alpha}^1 \psi_{\alpha}(t) - \sum_{\alpha=1}^8 b_{\alpha}^1 \psi_{\alpha}(t + \tau_1) \text{ при } t \in [t_k - \tau_2, t_k - \tau_1]; \\ \frac{d\psi_1(t)}{dt} &= -\sum_{\alpha=1}^8 a_{\alpha}^1 \psi_{\alpha}(t) \text{ при } t \in [t_k - \tau_1, t_k]. \end{aligned} \quad (15)$$

Согласно принципу максимума оптимальному процессу по воздействию отвечают такие $u_i(t)$, при которых будет максимальной величина [2, 3]

$$H = \sum_{m=1}^8 \psi_m \cdot \sum_{l=1}^r C_l^m u_l(t). \quad (16)$$

Для рассматриваемой задачи максимум H будет иметь место при

$$\max \psi_2 u_2 + \max \psi_6 u_6. \quad (17)$$

В частном случае очевидно, что если оба агрегата работают одновременно и в режиме группового управления, то решения сопряженных функций одинаковы. Это означает, что

$$u_1 = u_2 = \text{sign } \psi_2(t) = \text{sign } \psi_6(t).$$

Этот случай подробно исследован в работе [3].

В формуле (17) подборы величины u_1 и u_2 максимизирующего H приводит к выражениям

$$u_1 = \text{sign } \psi_2(t); \quad u_2 = \text{sign } \psi_6(t).$$

Законы переключения $u_i(t)$ найдем, зная, поведение $\psi_2(t)$ и $\psi_6(t)$. Ниже приводится пример иллюстрирующий порядок исследования. Основные данные:

$$\begin{aligned} a_1^1 &= -1 \quad a_2^1 = 1 \quad a_3^1 = 1,5 \quad a_4^1 = 0,4 \quad a_5^1 = 0,3 \quad a_6^1 = 0,2 \\ a_7^1 &= b_7^1 = c_7^1 = d_7^1 = a_7^2 = b_7^2 = c_7^2 = d_7^2 = 1, \\ a_8^1 &= a_8^2 = 1, \quad a_1^3 = b_1^3 = c_1^3 = d_1^3 = a_8^3 = b_8^3 = c_8^3 = d_8^3 = \rho = 1, \quad 2. \end{aligned}$$

Наибольший интерес представляет исследование влияния гидравлического удара на оптимальное управление при закрытии одной турбины, когда другая работает с полным открытием. Поэтому находим решение систем уравнений при разных начальных условиях, так как они определяют состояние гидравлического удара в разных трубопроводах. Решения сопряженных уравнений, когда $\tau_1=0,2$; $\tau_2=0,4$;

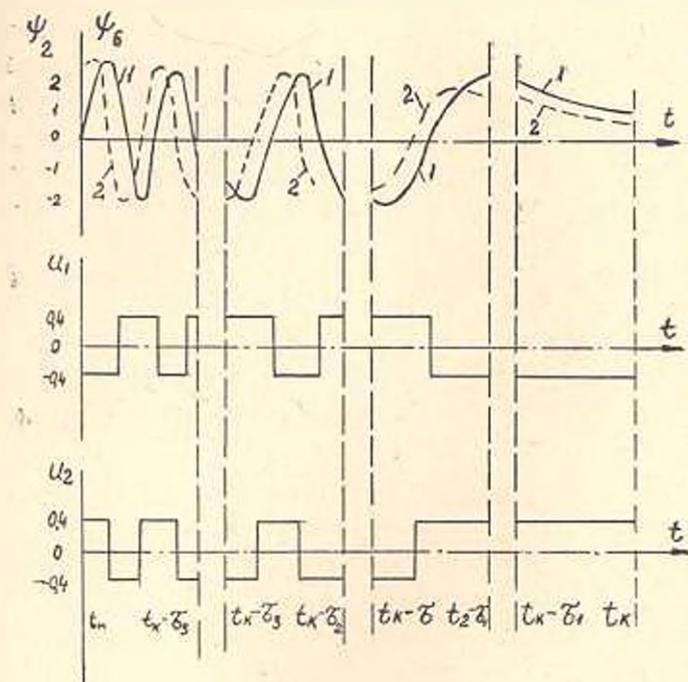


Рис. 2.

$\tau_2=0,6$, приведены в виде кривых на рис. 2. Из этих кривых видно что $\psi_2(t)$ и $\psi_6(t)$ меняют знаки в интервале $t^n \leq t < t_k - \tau_2$ не более трех раз, в интервале $t_k - \tau_2 \leq t < t_k - \tau_1$ два раза, в интервале $t_k - \tau_1 \leq t \leq t_k$ не более одного раза. Решения сопряженных уравнений в интервале $t_k - \tau_2 \leq t < t_k$ представляют собой монотонно убывающие функции.

Таким образом, полученные соотношения означают, что процесс оптимального управления состоит из $3+2+1$ интервалов для первого трубопровода и столько же интервалов для второго трубопровода, в каждом из которых $u_1(t)$ и $u_2(t)$ принимают свои предельные значения. Отметим, что точки пересечения кривых с осью t зависят только от начальных условий, т. е. от состояния наброса и сброса нагрузки гидротурбины. Законы изменения регулирующего органа $u_1(t)$ и $u_2(t)$, соответствующие оптимальному процессу также показаны на рис. 2. Системы уравнений, определяющие сопряженные функции решены в ВЦ АН АрмССР и ЕГУ.

Վ. Ե. ԲՐՈՒՏՅԱՆ

ՃՅՈՒՂԱՎՈՐՎԱԾ ԽՈՂՈՎԱԿԱՏԱՐՆԵՐՈՒՄ ՀԻՒՐԱՎԻԿԱԿԱՆ ՀԱՐՎԱԾԻ
ԱԶԳԵՅՈՒԹՅՈՒՆԵՐ ՀԻՒՐՈՏՈՒՐՈՒՆԵՆԵՐԻ ԼԱՎԱԿՈՒՅՆ ՂԵԿԱՎԱՐՄԱՆ ՎՐԱ

Ա մ փ ո փ ու մ

Արտակարգ հետաքրքիր խնդիր է իրենից ներկայացնում հիդրավիկական հարվածի ազդեցության լավագույն ղեկավարումը: Այս աշխատանքում զիտարկված են այդ ազդեցության լավագույն ղեկավարման որոշ հարցեր, խողովակատարների բարդ սխեմանում: Լավագույն ղեկավարման խնդիրը բարդանում է նրանով, որ հիդրոտուրբինների կարգավորման հավասարումները իրենցից ներկայացնում են փոխադարձորեն կապված սխեմա: Եույց է տրված, որ այդ սխեման իրենից ներկայացնում է շեղվող (ուշացող) արգումենտներով դիֆֆերենցիալ հավասարումների մի ամբողջություն: Ապացուցված է այն անհրամաճատ պայմանը, որին պետք է բաժանորեն լավագույն ղեկավարող մեծությունների արժեքները և ցույց է տրված հետազոտման մեթոդը:

Այս աշխատանքը կատարելիս հեղինակը օգտագործել է լավագույն ղեկավարման է. Ս. Պանտրյագինի մշակած մաթեմատիկական թեորիան:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Понтрягин Л. С., Болтянский В. Г., Гамкрелидзе Р. В., Мищенко Е. Ф. Математическая теория оптимальных процессов. М., 1961.
2. Харатишвили Г. Л. ДАН СССР, 136, 39, 1961.
3. Арнович Г. В. Изв. ВУЗ, Радиофизика, т. 5, 2, 1962.
4. Крылов Ю. В. Сборник МВТУ им. Баумана, 1955.
5. Электродинамическое моделирование энергетических систем. Под редакцией М. И. Костенко. Издание АН СССР. М.—Л., 1959.
6. П. Башин О. И., Посыпкина Н. П., Семенов В. В. Сб. «Системы управления и передачи информации в электроэнергетике». Изд. «Наука», М.—Л., 1966.
7. Гинзбург И. Уч. зап. ЛГУ, Механика, 217, 144, 1957.

ГИДРОТЕХНИКА

О. П. ЩЕРБАКОВА

ОПТИМАЛЬНОЕ СООТНОШЕНИЕ МЕЖДУ ВВОДИМЫМИ
 МОЩНОСТЯМИ ПИКОВЫХ И БАЗИСНЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

В статье сделана попытка задачу определения оптимального соотношения между вводимыми мощностями пиковых и базисных электростанций при планировании развития энергетических систем решить классическими методами оптимизации. Предполагается упрощенная структура энергетической системы, состоящая только из электрогенерирующих источников с заданным исходным ее состоянием.

С учетом того, что эксплуатационные издержки группы существующих тепловых электростанций, меняющих режим работы, величина переменная, а также выражая обычным принятым способом расчетные издержки по группам новых пиковых и базисных электростанций, оптимизирующая функция запишется в виде:

$$N_{\Sigma}^* = \sum_{i=1}^n (p_n K_{ni} + N_{ni}) + \sum_{j=1}^m (p_n K_{ij} + N_{ij}) + \sum_{z=1}^z N_{cz} + N_0 = \min, \quad (1)$$

где K_n, K_i, N_n, N_i — соответственно, приведенные капиталовложения и издержки производства группы пиковых и базисных электростанций;

N_c — переменная часть эксплуатационных издержек группы существующих электростанций, меняющих режим работы;

N_0 — постоянная составляющая расчетных издержек системы;

n, m, z — соответствующее число пиковых, базисных и существующих электростанций;

p_n — нормативный коэффициент эффективности капиталовложений.

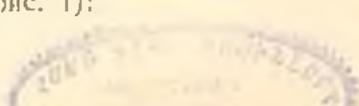
Уравнение баланса мощности системы запишется в виде:

$$P_{\Sigma} = \sum_{i=1}^n N_{ni} + \sum_{j=1}^m N_{ij} + N_{zc} - P_c = 0, \quad (2)$$

где N_n, N_i, N_{zc} — соответственно мощность пиковых, базисных и существующих электростанций системы.

Для построения математической модели структуры энергетической системы, годовой график нагрузки представляется в виде аналитической кривой продолжительности (рис. 1):

04-6657



$$p_c = p_{\max}^c e^{-\alpha t} \text{ или } \frac{P_c}{P_{\max}^c} = s = e^{-\alpha t}. \quad (3)$$

Здесь:

P_c — нагрузка системы в каждый момент времени;

P_{\max}^c — максимум нагрузки системы;

α — фактор нагрузки, определяющийся из условия (4) [6];

t — относительная величина предела использования мощности электростанций покрывающих нагрузку P_c .

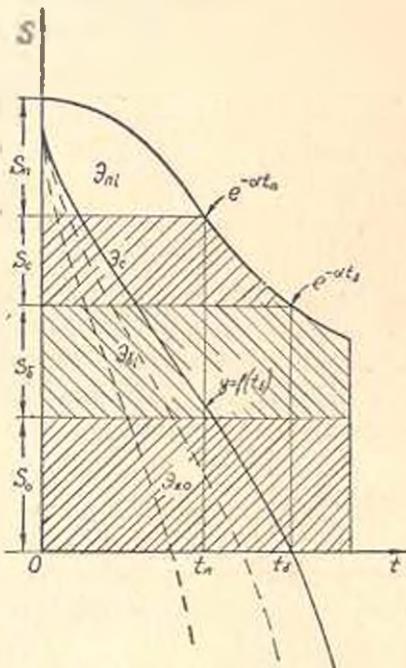


Рис. 1.

Поскольку ордината кривой $e^{-\alpha t}$ в каждой ее точке представляет нагрузку системы P_c , то мощность электростанций покрывающих эту нагрузку выразится в виде:

$$\sum_{j=0}^l N_{sj} = P_{cl} = P_{\max}^c e^{-\alpha t_l}. \quad (4)$$

Обозначая относительные величины мощностей указанных выше групп электростанций через:

$$s_n = \frac{\sum_{i=1}^n N_{ni}}{P_{\max}^c}, \quad s_i = \frac{\sum_{j=1}^m N_{ij}}{P_{\max}^c},$$

$$s_c = \frac{\sum_{i=1}^x N_{ci}}{P_{\max}^c},$$

уравнение баланса мощности системы (2) переписется в виде:

$$s_0 + s_6 + s_c + s_n = 1. \quad (5)$$

где

s_0 — относительная величина мощности существующих электростанций, покрывающих часть базиса графика нагрузки.

Издержки по топливу для производства 1 *квтч* электроэнергии определяются из выражения

$$\partial_{i1} = a + \frac{b}{t}, \quad (6)$$

где

a и b — параметры, зависящие от типа и мощности агрегатов, вида, стоимости добычи и транспорта топлива. Если в выражение (6) вместо t подставить его значение, найденное из (3), то издержки по топливу для производства элемента энергии $d\delta$ (на рис. заштрихованная полоска) выразятся:

$$\frac{d\delta}{P_{\max}^c T} \partial_{i1} = \frac{-a \ln s + \alpha b}{\alpha} ds. \quad (7)$$

Таким образом, для получения топливной составляющей издержек любой группы электростанций, покрывающих определенную зону графика нагрузки, можно легко получить путем интегрирования выражения (7) в соответствующих пределах. Располагая рассматриваемые группы электростанций в графике нагрузки по принципу увеличения издержек по топливу на электростанциях, работающих в более переменном режиме,

$$s_1 < s_2 < s_3 \quad (8)$$

можно подсчитать топливную составляющую издержек для различных групп электростанций. Например, для вновь вводимых базисных электростанций эта составляющая получится путем интегрирования выражение (7) в пределах от s_0 до $s_0 + s_1$ в результате получим:

$$N_{1i} = P_{max}^* T \left[-\frac{as_1}{\alpha} \{ (s_0 + s_1) [\ln s_0 + s_1] - 1 \} - s_0 (\ln s_0 - 1) \} + b \cdot s_1 \right] \quad (9)$$

Аналогично, интегрируя (7) в пределах от $s_0 + s_1$ до $s_0 + s_1 + s_2$ от $s_0 + s_1 + s_2$ до $s_0 + s_1 + s_2 + s_3$, получим топливные составляющие издержек соответственно для группы существующих и пиковых электростанций.

Далее, выражая капиталовложения и эксплуатационные издержки (без топливной составляющей) соответственно в виде:

$$K_i = k_i N_i, \quad H_{ex} = L_i N_i, \quad (10)$$

где

$$L_i = k_i (1,56 p_a + p_n) + 1,3 m \Pi;$$

p_a — затраты на амортизацию, в долях от стоимости электростанций;

m — средний штатный коэффициент (чел./квт);

Π — средняя заработная плата (руб/чел);

k' — стоимость установленного киловатта мощности. Учитывая топливные составляющие отдельных групп электростанций в виде (9), оптимизирующая функция (1) переписывается в виде:

$$\begin{aligned} N_2^* = P_{max}^* T \left[\frac{as_1}{\alpha} \{ (s_0 + s_1) [\ln (s_0 + s_1) - 1] - s_0 (\ln s_0 - 1) \} + b \cdot s_1 - \right. \\ \left. - \frac{as_2}{\alpha} \{ (s_0 + s_1 + s_2) \cdot [\ln (s_0 + s_1 + s_2) - 1] - (s_0 + s_1) [\ln (s_0 + s_1) - 1] \} + \right. \\ \left. b \cdot s_2 - \frac{as_3}{\alpha} \{ (s_0 + s_1 + s_2 + s_3) \cdot [\ln (s_0 + s_1 + s_2 + s_3) - 1] - (s_0 + s_1 + \right. \\ \left. + s_2) [\ln (s_0 + s_1 + s_2) - 1] \} + b \cdot s_3 \right] + P_{max}^* (L_1 s_1 + L_2 s_2 + L_3 s_3) = \text{Min}. \quad (11) \end{aligned}$$

Нахождение минимума функции (11) с соблюдением условия (2) можно свести к решению задачи на безусловный экстремум при помощи множителя Лагранжа λ . Для этого составляем вспомогательную функцию вида:

$$\Phi(s_0, s_n, \lambda) = N_{\Sigma}^c + \lambda \varphi_1 = \text{Min.} \quad (12)$$

Для нахождения (12), последнее дифференцируем по переменным s_0 и s_n и приравниваем к нулю, в результате упрощений получим два уравнения с неизвестными s_0 , s_n и λ в виде:

$$P_{\max}^c T \left\{ -\frac{a_0}{\alpha} \ln(s_0 + s_0) - b_0 - \frac{a_c}{\alpha} |\ln(s_0 + s_0 + s_c) - \ln(s_0 + s_0)| - \right. \\ \left. - \frac{a_n}{\alpha} [\ln(s_0 + s_0 + s_c + s_n) - \ln(s_0 + s_0 + s_c)] \right\} + P_{\max}^c L_0 + \lambda = 0; \\ P_{\max}^c T \left[-\frac{a_n}{\alpha} \ln(s_0 + s_0 + s_c + s_n) + b_n \right] + P_{\max}^c L_n + \lambda = 0. \quad (13)$$

Поскольку справедливы равенства $s_0 + s_0 = e^{-\alpha t_0}$ и $s_0 + s_0 + s_c = e^{-\alpha t_1}$ то, заменяя логарифмы соответствующих сумм в (13) произведениями $-\alpha t_0$ и αt_1 , а также исключая λ , получим одно уравнение с переменными t_0 и t_1 в виде:

$$T [-t_0(a_0 - a_c) - t_1(a_n - a_c) + (b_0 - b_n)] + (L_0 - L_n) = 0 \quad (14)$$

Используя далее равенство вида

$$e^{-\alpha t_1} - e^{-\alpha t_0} = s_c, \quad (15)$$

где

s_c — заданная величина и, решая совместно (14) и (15), выражение для t_0 получим в виде:

$$A \ln(s_c + e^{-\alpha t_0}) + B - t_0 = 0, \quad (16)$$

где

$$A = \frac{a_n - a_c}{\alpha(a_c - a_0)}, \quad B = \frac{T(b_0 - b_n) + (L_0 - L_n)}{T(a_c - a_0)}$$

Решение уравнения (16) в явном виде не представляется возможным, поэтому, значительно проще оно решается графическим способом (см. рис. 1). Обозначая левую часть (16) через „у“, строим на том же рис. 1 кривую $y = f(t_0)$, придавая t_0 ряд значений от 0 до 1. Пересечение этой кривой с осью Ot дает искомое значение t_0 , поднимаясь от точки пересечения t_0 до кривой $e^{-\alpha t_0}$, определяем отрезок, равный сумме $s_0 + s_0$, который в абсолютном выражении определит сумму мощностей $N_{\Sigma 0}^c + N_0$. Поскольку первое слагаемое — величина заданная, то N_0 определяется однозначно из выражения:

$$N_0 = N^0 - N_{\Sigma 0}^c, \quad (17)$$

где $N^0 = P_{\max}^c e^{-\alpha t_0}$.

Значение величины s_n определяется из (5), после чего аналогично находим оптимальную величину N_n .

Как видно из (16), значение величины t_0 всецело определяется соотношением экономических и энерго-экономических параметров вновь вводимых электростанций системы. В частности, соотношением стоимостей установленных киловатт пиковых и базисных электростанций (L_n и L_0), а также издержек по топливу (a и b) как на

указанных типах электростанций, так и на группе существующих тепловых электростанциях, меняющих режим работы.

Необходимым условием существования решения является пересечение кривой $y = f(t_*)$ осью Ot , что будет иметь место, если $B < 0$. Это положение объясняется следующим: так как величина $t_c < 1$, то и член $e^{-at} < 1$, $s_c < 1$ (по условию), тогда $\ln(s_c + e^{-at})$ начиная с определенного момента, будет величиной отрицательной и поскольку $A > 0$ (см. условие 8), кривая $y = f(t_*)$ пересечет ось Ot . Последнее всегда будет иметь место, если пиковые электростанции будут иметь меньшую стоимость установленного киловатта, по сравнению с базисными мощными электростанциями, но большие издержки по топливу (работая в сильно переменном режиме). Если же, наоборот, соотношение между L_1 , a , и b , будет таким, при котором $B > 0$ и по абсолютной величине превышать первый член (16), кривая $y = f(t_*)$ не пересечет ось Ot . Это говорит о том, что на данном этапе развития, при намеченных показателях базисных и пиковых электростанций, оптимальным будет вариант, когда необходимо вводить только пиковую электростанцию, которая будет покрывать пик графика нагрузки, увеличивая выработку электроэнергии на существующих электростанциях системы.

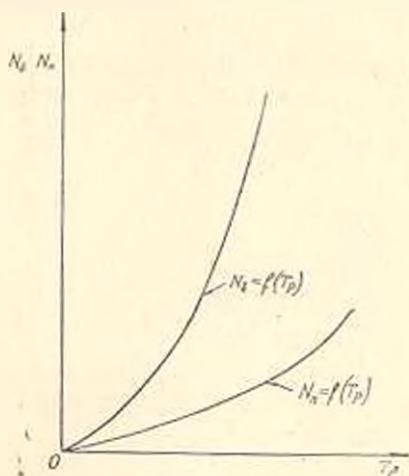


Рис. 2.

С другой стороны, чем ближе кривая $y = f(t_*)$ будет ложиться к оси Ot (пунктирные кривые), тем меньше будет величина t_* , тем большей, при прочих равных условиях, будет мощность вновь вводимой электростанции, планируемой для работы в базисной части графика нагрузки. Может случиться так, что $s_* = 0$, это возможно при $s_* = 1 - (s_0 + s_c)$. Последнее свидетельствует о том, что на данном этапе развития энергетической системы, для покрытия прироста нагрузки, оптимальным будет вариант ввода только мощной базисной электростанции, оставляя покрытие пиковых нагрузок на долю старых менее экономичных электростанций.

Поскольку с развитием науки и техники диапазон между экономичностью вновь вводимых мощных электростанций и существующих будет постепенно уменьшаться, то общим случаем будет положение, когда для покрытия как абсолютного роста нагрузки системы, так и ее пиковой неравномерности необходимо будет вводить и мощные базисные и пиковые электростанции.

Таким образом, производя расчеты по предлагаемой методике для ряда расчетных уровней, можно получить оптимальное соотно-

шение между вводимыми мощностями пиковых и базисных электростанций и построить зависимость вида (см. рис. 2)

$$N_n = f(T_p) \text{ и } N_c = \varphi(T_p), \quad (18)$$

где

T_p — длительность расчетного периода.

Предложенный способ определения оптимального пути развития энергетической системы дает возможность производить количественную оценку того или иного варианта развития системы, а также наметить оптимальное соотношение, на перспективу, между вводом мощностей пиковых и базисных электростанций.

ЕРИИ

Поступило 15.V 1965.

Օ. Պ. ՇԵՐԲԱԿՈՎԱ

ԼՆԵՐԳԵՏԻԿԱԿԱՆ ՍԻՍՏԵՄՆԵՐԻ ԶԱՐԿԱՅՐԱՆ ՊԼԱՆԱՎՈՐՄԱՆ ԺԱՄԱՆԱԿ
ՊԻՊԱՅԻՆ ԵՎ ԲԱԶԻՍԱՅԻՆ ՀՊՈՐՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐԻ ՓՊՏԻՄԱԿ
ՀԱՐԱՔԵՐՈՒԹՅՈՒՆԸ

Ա մ փ ո փ ո լ մ

Էներգետիկական սխեմաների զարգացման հետախոյզային պլանավորումը բնութագրվում է ինչպես բազիսային, այնպես էլ հատուկ պիկային էլեկտրակայաններով:

Այս աշխատանքում առաջարկվում է պիկային և բազիսային էլեկտրակայանների հորոսթյունների միջև օպտիմալ հարաբերության որոշման մեթոդիկա:

Բնի զրաֆիկը արտահայտելով էքսպոնենցիալ կորի տեսքով, կառուցվում է էներգետիկական սարտիկատորայի մաթեմատիկական մոդելը: Այնուհետև օգտագործելով օպտիմիզացիոն կյաթիկ մեթոդը, լուծվում է դրված խնդիրը՝ պահպանելով գոյություն ունեցող սահմանափակումները:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. *Картаслишвили Н. А.* О методике технико-экономического анализа в энергетике. Известия АН СССР*, серия Энергетика и автоматика, № 1, 1960.
2. *Щербаков Е. В.* О методике проектирования энергосистем. Труды ВНИИЭ, т. XII, 1961.
3. *Маркович Н. М., Брицлов В. П., Денисов В. И.* Применение методов математического программирования к решению задачи перспективного развития электроэнергетической системы. Известия АН СССР*, ОТН, серия «Энергетика и автоматика», № 6, 1962.
4. Методы математического моделирования для решения некоторых характерных энергетических задач. ЭИИИ. Сибирское отделение АН СССР, 1963.
5. Технико-экономические вопросы проектирования энергосистем и электростанций. Доклады к научно-техническому совещанию. 1964.
6. *Сафаров К. Д., Щербакова, О. П.* Методика определения оптимальных мощностей пиковых электростанций энергосистемы при ее развитии. Известия ВУЗ, «Энергетика», № 12, 1963.

Э. Л. ОГАНЕСЯН

РАСЧЕТ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДРОССЕЛЯ НАСЫЩЕНИЯ

В статье излагается метод расчета характеристики дросселя насыщения (ДН) с последовательно соединенными рабочими обмотками и свободными четными гармониками тока (рис. 1) с применением кусочно-линейной аппроксимации естественной магнитной характеристики.

Метод исходит из теории ДН с последовательно соединенными рабочими обмотками и свободными, четными гармониками, изложенной в [1]. В отличие от идеального ДН, в реальном, ампервитки будут равны сумме ампервитков насыщения и ампервитков возбуждения. Для определения ампервитков возбуждения в рассматриваемом случае очень важным оказывается уравнение

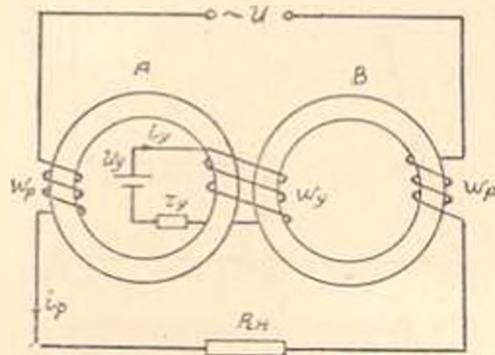


Рис. 1. Схема дросселя насыщения.

потоков в сердечниках, которые справедливы для всех ДН со свободными четными гармониками тока независимо от наличия обратной связи. Не ставятся также условия ограничивающие петлю гистерезиса, кроме того, что относительно выходного сопротивления импеданс ненасыщенного ДН должен быть высоким, а насыщенного низким [1]. Так как дроссели А и Б идентичные, то решая уравнения ампервитков для магнитных цепей А и Б, получим следующие выражения:

для ампервитков управления

$$i_p w_p = \frac{i_{\gamma, A} w_p + i_{\gamma, B} w_p}{2}, \tag{1}$$

для рабочих ампервитков

$$i_p w_p = \frac{i_{\gamma, A} w_p - i_{\gamma, B} w_p}{2}. \tag{2}$$

Намагничивающие ампервитки $i_{\gamma, A} w_p$ и $i_{\gamma, B} w_p$ можем выразить через потоки Φ_A и Φ_B и магнитную проводимость сердечников

$$i_y \omega_y = \frac{\Phi_A}{2 \cdot 0,4 \pi G_{m, A}} + \frac{\Phi_B}{2 \cdot 0,4 \pi G_{m, B}}; \quad (3)$$

$$i_p \omega_p = \frac{\Phi_A}{2 \cdot 0,4 \pi G_{m, A}} - \frac{\Phi_B}{2 \cdot 0,4 \pi G_{m, B}}. \quad (4)$$

Очевидно в интервале возбуждения намагничивающие AW' — определенные величины, а в интервале насыщения, скажем, когда насыщен сердечник А, $G_{m, A} = 0$, величины токов будут зависеть от других факторов, т. е. появятся токи насыщения и трансформации. Для определения AW' возбуждения, которые имеют место и в интервале насыщения, аппроксимируем магнитную характеристику двумя отрезками:

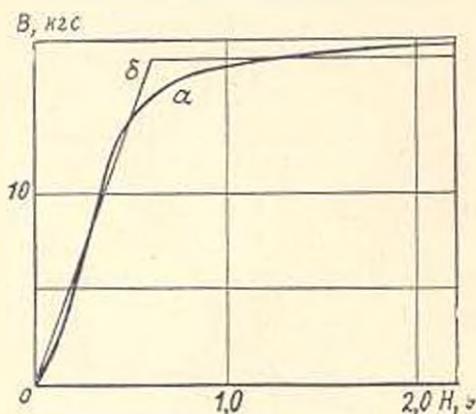


Рис. 2. Магнитные характеристики: а — естественная; б — аппроксимированная.

выражения для токов возбуждения справедливы не только для интервала возбуждения, но и для интервала насыщения.

$$i_y \omega_y = \frac{\Phi_A + \Phi_B}{2 \cdot 0,4 \pi G_m}, \quad (5)$$

$$i_p \omega_p = \frac{\Phi_A - \Phi_B}{2 \cdot 0,4 \pi G_m}, \quad (6)$$

где $G_m = G_{m, A} = G_{m, B} = \text{const}$ магнитная проводимость для аппроксимированной характеристики в ненасыщенной зоне.

Действительно, согласно [1] $\Phi_A + \Phi_B = \text{const}$ в течение всего полупериода, следовательно должно быть постоянным и $i_y \omega_y$ в выражении (5). Для доказательства, что и в действительности $i_y \omega_y = \text{const}$, предположим, что трансформация тока из рабочей обмотки в обмотку управления исключена тем или иным способом. Тогда в цепи управления будут течь только токи возбуждения, обусловленные напряжением управления и равные $i_y = \frac{U_y}{r_y} = \text{const}$. Следовательно выражение (5) справедливо во всем полупериоде.

наклонным и горизонтальным (рис. 2). Это внесет в (3) и (4) некоторую ошибку, однако позволит проще показать физический процесс и доказать предположение о величине токов возбуждения в интервале насыщения. Ошибка вносимая аппроксимированием, учитывается выбором точки отсчета на действительной кривой для каждого значения угла насыщения α .

Покажем, что следующие

Значение $\frac{\Phi_B}{2 \cdot 0,4 \pi G_m}$ конечно и постоянно в интервале насыщения (исключая случай, когда оба дросселя насыщены), поэтому из (5) следует, что и $\frac{\Phi_A}{2 \cdot 0,4 \pi G_m} = \text{const}$ в интервале насыщения. Тогда (6) также справедливо, а $i_p \omega_p = \text{const}$ в интервале насыщения.

Уравнение потоков в сердечниках *A* и *B* имеют следующий вид [1]:

$$\Phi_A = \frac{1}{4f} \cdot \frac{10^8}{\omega_p} \left(\frac{U_s}{2} + U \frac{\cos \alpha - \cos \omega t}{2} \right), \quad (7)$$

$$\Phi_B = \frac{1}{4f} \cdot \frac{10^8}{\omega_p} \left(\frac{U_s}{2} - U \frac{1 - \cos \omega t}{2} \right), \quad (8)$$

В силу (5)–(8) получим

$$i_y \omega_y = \frac{\pi \omega_p U}{4 \omega L} \left(\frac{2}{x} - 1 + \cos \alpha \right), \quad (9)$$

$$i_p \omega_p = \frac{\pi \omega_p U}{2 \omega L} \cdot \frac{1 + \cos \alpha - \cos \omega t}{1}, \quad (10)$$

где $L = 2 \cdot 0,4 \pi G_m \omega_p 10^8$ — индуктивность в рабочей цепи ненасыщенного ДН;

$x = \frac{U}{U_s}$ — относительное возбуждение (U — напряжение сети,

$U_s = 2U_s$ напряжение насыщения последовательно соединенных рабочих обмоток).

Так как $i_y \omega_y = \text{const}$, то средние значения ампервитков возбуждения будут равны

$$I_y \omega_y = \bar{i}_y \omega_y. \quad (11)$$

Функция $i_p \omega_p$ знакопеременна при $0 < \omega t < \alpha$ и постоянна при $\alpha < \omega t < \pi$. Тогда среднее значение $i_p \omega_p$ будет

$$\begin{aligned} I_p \omega_p &= -\frac{1}{\pi} \int_0^{\alpha} i_p \omega_p d(\omega t) + \frac{1}{\pi} \int_{\alpha}^{\pi} i_p \omega_p d(\omega t) + \\ &+ \frac{(\pi - \alpha) \omega_p U}{2 \omega L} \cdot \frac{1 - \cos \alpha}{2}, \end{aligned} \quad (12)$$

где $\beta = \arccos \frac{1 + \cos \alpha}{2}$ — угол, при котором $i_p \omega_p = 0$.

Решая (12), получим

$$I \omega_p = \frac{\omega_p U}{\omega L} \cdot \delta, \quad (13)$$

где $\delta = \delta_1 + \frac{\pi - \alpha}{2} \cdot \frac{1 - \cos \alpha}{2}$, а в свою очередь

$$\delta_1 = \sin \left(\arccos \frac{1 + \cos \alpha}{2} \right) - \frac{\sin \alpha}{2} + \frac{1 + \cos \alpha}{2} \left(\frac{\pi}{2} - \arccos \frac{1 + \cos \alpha}{2} \right)$$

Полученное выражение громоздкое и его можно заменить следующим более простым приближенным выражением

$$\delta_1 \approx \sqrt{1 - \left(\frac{1 + \cos \alpha}{2} \right)^2} - \frac{\sin \alpha}{4}$$

Очевидно δ является функцией, независящей от параметров ДН, поэтому можно построить график $\delta(\alpha)$ (рис. 3) и использовать его при расчетах характеристик различных ДН.

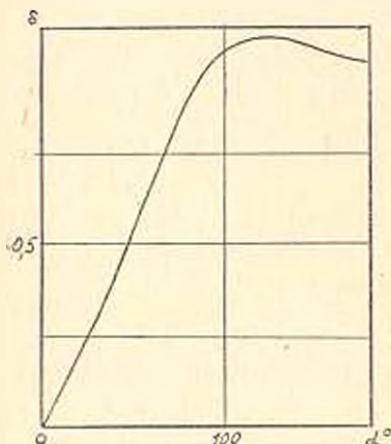


Рис. 3. Зависимость δ от угла насыщения.

В интервале насыщения в ω_p мы будем иметь не только ток насыщения равный $\frac{U_m}{R_{\text{нак}}} \cdot \sin \omega t$, но и ток возбуждения. Строгого математического доказательства, что в интервале насыщения течет сумма этих токов, нет, но одно рассуждение и кривые токов на осциллографе делают это очевидным. Если предположим обратное, т. е. что в интервале насыщения в рабочей цепи имеем только ток насыщения

$$i_p = \frac{U_m}{R_{\text{нак}}} \cdot \sin \omega t,$$

то при $\omega t = \pi n$ ($n=0, 1, 2, \dots$) $i_p = 0$, тогда как согласно (10) ток в рабочей цепи в начале каждого полупериода отличен от нуля (кроме случая полного насыщения обонх сердечников). Значит, кроме тока насыщения протекает и ток i_n , обусловленный энергией магнитного поля, хотя и считаем, что потоки Φ_A и Φ_B не меняются в интервале насыщения.

Ампервитки насыщения трансформируются без потерь в обмотку управления ненасыщенного дросселя B , работающего в режиме трансформатора при коротком замыкании, вторичная обмотка которого — цепь управления ДН. А потери от Φ_B учтены уже в токах возбуждения, т. е.

$$I_y n_y = I_p n_p = \frac{1}{\pi} \int_0^\pi i_p'' n_p d(\omega t) = \frac{\omega_p U}{R_{\text{нак}}} \cdot \frac{1 + \cos \alpha}{2}. \quad (15)$$

Тогда коэффициент усиления по АЧ будет

$$K_{\text{АЧ ДН}} = \frac{I_p \omega_p}{I_y \omega_y} = \frac{I_p' \omega_p + I_n \omega_p}{I_y \omega_y + I_p' \omega_p}. \quad (16)$$

Учитывая, что для уменьшения ошибки вносимой аппроксимацией магнитной характеристики будем получать различные ωL для

AW возбуждения цепи управления и рабочей цепи, обозначим индуктивность для $I_p \omega_p$ через L' .

Подставляя значения ампервитков в (16), окончательно получим:

$$K_{AW, ДН} = \frac{\frac{\omega_p U}{\omega L'} \cdot \delta(\alpha) + \frac{\omega_p U}{R_{max}} \cdot \frac{1 + \cos \alpha}{2}}{\frac{\pi}{4} \cdot \frac{\omega_p U}{\omega L} \left(\frac{2}{\alpha} - 1 + \cos \alpha \right) + \frac{\omega_p U}{R_{max}} \cdot \frac{1 + \cos \alpha}{2}} \quad (17)$$

где

$$\delta(\alpha) = \sqrt{1 - \left(\frac{1 + \cos \alpha}{2} \right)^2} = \frac{\sin \alpha}{4} + \frac{\pi - \alpha}{2} \cdot \frac{1 - \cos \alpha}{2}$$

Из рис. 4 видно, что потоки, описываемые уравнениями (8) и (9), при любом значении α доходят до потока насыщения. Поэтому удобнее и

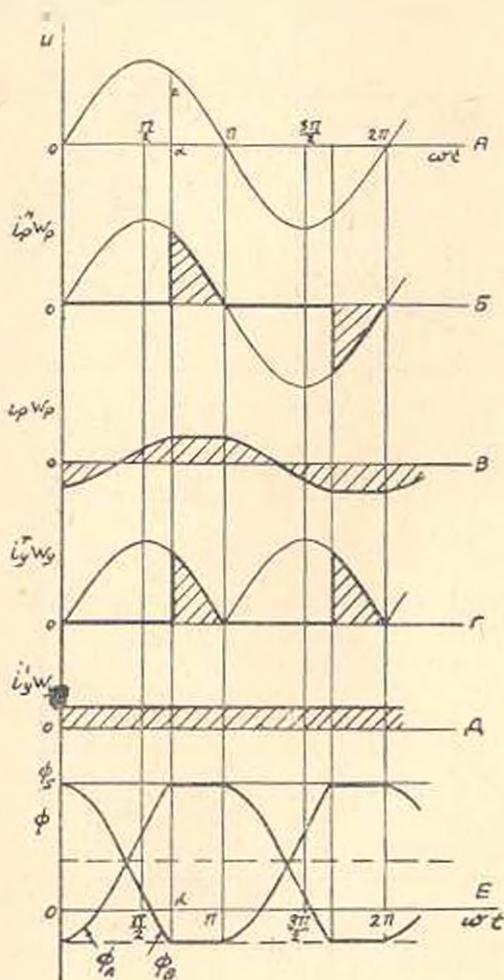


Рис. 4. А — кривая напряжения сети; Б — кривая ампервитков насыщения; В — кривая ампервитков возбуждения в рабочей обмотке; Г — кривая трансформированных ампервитков в обмотку управления; Д — кривая ампервитков возбуждения в обмотку управления; Е — кривая потоков в сердечниках.

правильнее брать за начало координат точку на кривой магнитной характеристики, соответствующей U_s^* (точка O' на рис. 2). Абсолютные значения AW получаем, откладывая вниз от $U_s^*(\Phi_s)$ значения $U \left(\frac{2}{x} - 1 + \cos \alpha \right)$ или соответствующего ему потока. Ампервитки $\frac{w_r U}{\omega L}$ оп-

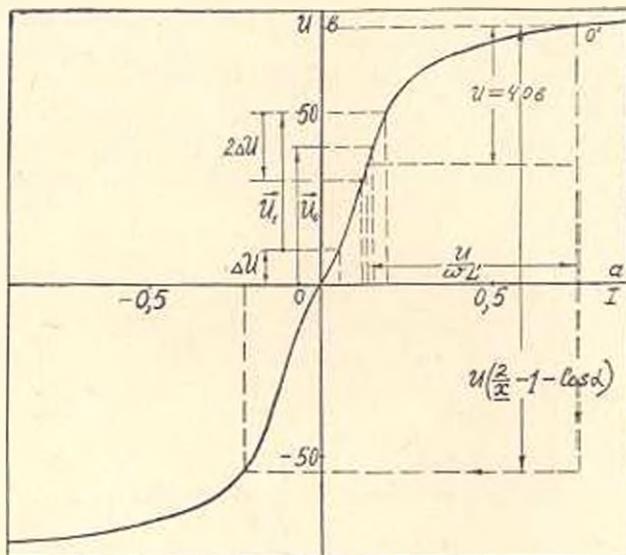


Рис. 5. Магнитная кривая.

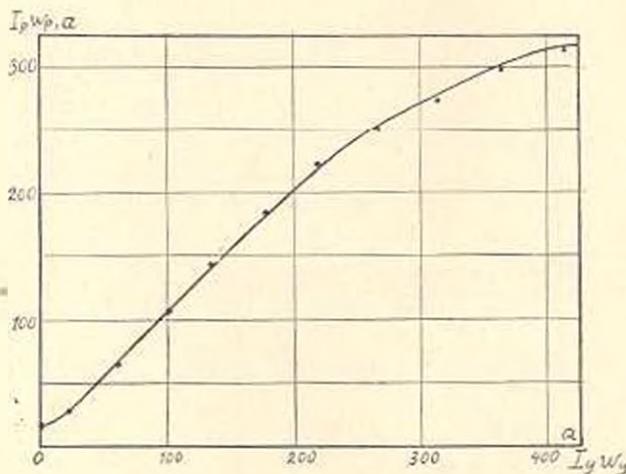


Рис. 6. Характеристика ДН.

ределяются один раз как функция от $U(\Phi)$, также откладывая значение $U(\Phi)$ вниз от точки $U_s^*(\Phi_s)$.

При аналитическом способе расчета достаточно выразить магнитную кривую (обе ветки) одним из известных способов [2] и учесть

произведенное преобразование координат. Полученная формула (17) позволяет произвести аналитическое исследование характеристики ДН, значение которой увеличивается с появлением ДН с безиндуктивной цепью управления [3], а также решить обратную задачу, т. е. получить параметры ДН для обеспечения требуемой характеристики.

Пример: Рассчитать характеристику ДН при сопротивлении в рабочей цепи $R_{max} = 12,5$ ом, напряжении сети $U = 40$ в, частоте $f = 50$ гц, числе витков рабочей обмотки $\omega_p = 100$. Магнитная характеристика в масштабе вольт-амперной характеристики приведена на рис. 5.

Принимая $U_s^* = 75$ в, получаем относительное возбуждение $x = \frac{U}{U_s} = 0,53$. Точку на кривой, соответствующую U_s обозначаем

через O' . Значение $\frac{U}{\omega I'}$ получим, откладывая вниз от $O' U = 40$ в.

Теперь для каждого значения x , откладывая $U \left(\frac{2}{x} - 1 + \cos^2 x \right)$ получаем соответствующие токи, и по формуле (19) определяем $K_{дв. ДН}$.

Начальную точку характеристики получаем откладывая U от точки O . Далее, перемещая этот вектор по оси ординат, находим точки, соответствующие новому положению вектора и $2\Delta U$, т. е.

$I_p(\tilde{U})$ и $I_s = \frac{I(2\Delta U)}{2}$. По полученным результатам построена кривая

(рис. 6) и для сравнения в виде точек приводятся экспериментальные данные.

Автор выражает благодарность члену-корреспонденту АН АрмССР Г. Т. Адонцу за ценные замечания.

ИРФЭ АН Армянской ССР

Поступило 3.XI.1965

Է. Է. ՆՈՎԱՆՆԻՅԱՆ

ՀԱՎԵՑՈՒՄՆ ԳՐԱՍԵՐԻ ԲՆՈՒԹԱԳՐԻ ՀԱՇՎԱՐԿ

Ա մ փ ո ֆ ո ռ լ լ

Հողվածում բերվում է հազեցման դրոսելի բնութագրի հաշվարկի մեթոդ, որը հիմնվում է գրողման ամպիր-գալարների որոշման վրա: Գրողման ամպիր-գալարները, որոնք անդի սենին և ղեկավարման շղթայում և աշխատող շղթայում, որոշվում են միջուկի մաղնիսային բնութագրի հատված-զծային ապրոկսիմացիայի միջոցով: Տրվում է ուժեղացման գործակցի անալիտիկ արտահայտությունը՝ որպես ֆունկցիոնալ հազեցման անկյունից, գրողման աստիճանից և հազեցման դրոսել պարամետրերից:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Storm H. F. Magnetic Amplifiers, New York, Wiley, 1955.
2. Бессонов Л. А. Электрические цепи со сталью, Госэнергоиздат, 1918.
3. Chandler D. P., Downing R. W. Elimination of magnetic amplifier circuit inductance. Communication and Electronics, 550—557 (November 1958).

ИЗМЕРИТЕЛЬНАЯ ТЕХНИКА

Э. А. ДАСТАКЯН

ОБ ОДНОМ МЕТОДЕ РАСШИФРОВКИ ЗАПИСИ ПРИ
 ИЗМЕРЕНИЯХ ЭЛЕКТРОАКУСТИЧЕСКИМ ТРАКТОМ

В соответствии с известными акустическими положениями основной задачей при исследовании шума является определение его наиболее громких и неприятных источников. Решение этой задачи возможно при условии знания, прежде всего частотного состава шума и других его характеристик, что представляет возможность вести анализ

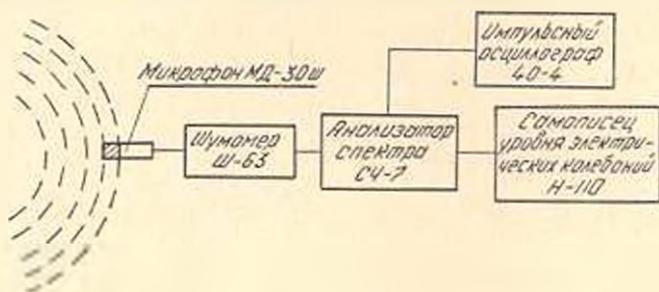


Рис. 1.

происхождения и воздействия шума. Для получения этих важных характеристик шума может быть использована электроакустическая аппаратура (рис. 1). Собранный по такой схеме аппарат позволяет регистрировать уровни и частотные спектры шума, а также наблюдать на экране осциллографа его временные характеристики и зави-

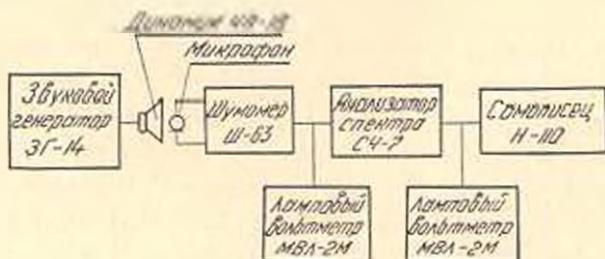


Рис. 2.

симости от частотного состава. Для количественной оценки результатов измерений и расшифровки записей частотного состава производится тарировка измерительного тракта. С этой целью собирается схема (рис. 2), которая содержит, помимо тарлируемого тракта, источник звука и прецизионные вольтметры. Напряжение известной ве-

личины подается от звукового генератора на динамик. Звуковое поле, возникающее при этом, должно быть стабильным и отраженный звуковой поток не должен влиять на результаты тарировки. Сигнал с микрофона, размещенного в звуковом поле, поступает в шумомер, а с его выхода — на анализатор спектра, после чего регистрируется самописцем. Частоты настройки звукового генератора и анализатора должны совпадать для обеспечения работы анализатора в режиме наилучшей избирательности. Регистрируя напряжения звуковых частот, стрелку индикатора устанавливают на 10 *дб*, а затем последовательно изменяют напряжение ступенями по 1 *дб*., интерполируя на глаз доли одного деления. Таким образом производится запись показаний на самописец. Контроль выходного напряжения на шумомере и анализаторе производится внешним прибором — ламповым вольтметром типа МВЛ-2 М.

Следует несколько подробнее остановиться на работе анализатора С4-7, так как работа шумомера ИИ-63 и самописца уровня электрических колебаний ИИ-110 описывается в книге [2]. Анализатор спектра предназначен для исследования спектров электрических сигналов, также может быть использован в качестве избирательного усилителя с полосой пропускания — 1,2%; 2% и 8%, в диапазоне частот 20—20000 *гц*, причем диапазон частот анализатора непрерывный и разбит на шесть поддиапазонов, с взаимным перекрытием не менее 5 *гц* [2].

Калибровка анализатора осуществляется от источника стабильного напряжения частоты порядка 1000 *гц*. Источник стабильного напряжения представляет из себя RC-генератор. Выходное напряжение генератора с помощью потенциометра устанавливается равным 10 *мв*.

Принцип действия использованного нами анализатора заключается в следующем. Анализатор спектра С4-7 (АС-3) представляет собой селективный усилитель, с обратной связью через RC-четырёхполюсник, полоса пропускания частот которого составляет постоянный процент от частоты его настройки. Изменяя резонансную частоту во всем заданном диапазоне, можно судить о частоте и величинах напряжений составляющих сигналов, входящих в состав сложных сигналов. Перестройка анализатора по частоте осуществляется путем изменения сопротивления в плечах Т-образного моста, стоящего в цепи обратной связи усилителя.

Правильный анализ шума возможен лишь при том условии, что за время анализа шум существенно не изменяется. При нестационарных шумах (каким является двигатель), особенно желательно максимально сократить время исследования. В особенности это относится к исследованиям шумов, быстро изменяющихся во времени (например, шум при запусках и остановках двигателя).

При работе с самописцем ИИ-110 перестройка осуществляется автоматически валиком, который жестко связывает ручку перестройки частоты анализатора с ведущим валом самописца. Благодаря этому

происходит синхронизация передвижения бумаги самописца и изменения резонансной частоты анализатора.

При обработке результатов измерения известны: метод энергетического суммирования, вычитания и усреднения; номографический метод и метод относительных долей [2]. Однако, рекомендуемые методы могут быть использованы в случае, когда анализатор спектра

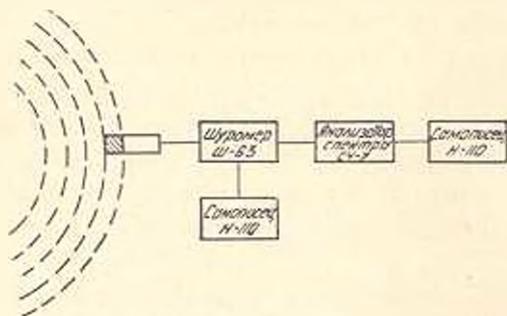


Рис. 3.

помимо частотного состава пропускает в конце шкалы и уровень шума в зависимости от трех переключающихся частотных характеристик А, В и С. Такими приборами являются анализаторы типов 2111; 2107 фирмы «Брюэль и Кёр». Однако отечественная аппаратура не обладает указанными свойствами и поэтому для обработки результатов измерений следует использовать несколько иной измерительный тракт (рис. 3). Для этого следует предварительно откалибровать электроакустическую аппаратуру, как было описано выше.

Расшифровка записи производится по следующей формуле:

$$\frac{x}{l} = \frac{20 \log \frac{U_1}{U_{1\text{мин}}}}{D}, \quad (1)$$

где $D = 20 \log \frac{U_{1\text{макс}}}{U_{1\text{мин}}}$ — динамический диапазон;

U_1 — значение записываемого напряжения, *мв*;

$U_{1\text{мин}}$ — значение записываемого напряжения начальной отметки шкалы, *мв*;

$U_{1\text{макс}}$ — значение записываемого напряжения конечной отметки шкалы, *мв*;

x — показание самописца соответствующее U_1 , *мм*;

l — длина шкалы (рабочая ширина диаграммной бумаги), *мм*.

Как видно из рис. 4, невозможно охватить весь звуковой диапазон, что объясняется ограниченностью разрешающей способности динамиков. Не лучше дело обстоит и со звуковыми колонками. Например, наилучшие из известных отечественных звуковых колонок являются 25К3-1 и 25К3-2, однако и у них диапазон частот ограничен областью 100—8000 *гц*. При этом необходимо добавить, что в области низких и высоких частот наблюдаются завалы, т. е. сами динамики не обладают линейной характеристикой. в диапазоне частот 100—8000 *гц*. Нелинейность же динамика в свою очередь сказывается отрицательно на тарифовочные показатели. Поэтому можно расшифровку записи производить графоаналитическим методом.

Для расшифровки записи уровня шума в зависимости от частоты, после определения логарифмической величины выходного напряжения по формуле (1), следует определить логарифмическую величину входного сигнала по формуле:

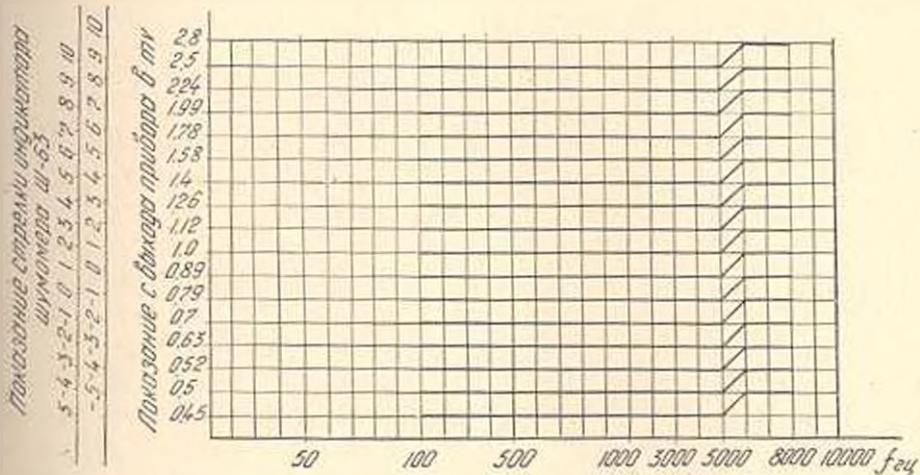


Рис. 4.

$$P = 20 \log \frac{U_{\text{вх}}}{U_{\text{вн}}}, \quad (2)$$

где P — затухание (усиление) сигнала дб .

$U_{\text{вн}}$ — входной сигнал, поступающий на вход анализатора мв .

$U_{\text{вх}}$ — выходной сигнал, поступающий с выхода анализатора мв .

После преобразования получаем значение логарифмической величины входного сигнала:

$$\log U_{\text{вх}} = \log U_{\text{вн}} + \frac{P}{20}. \quad (3)$$

Далее следует вновь перейти от значений по напряжению к децибелам по формуле:

$$\Delta L = 20 \log \frac{U_{\text{вх}}}{775}. \quad (4)$$

где ΔL — добавка к значению уровня шума на каждой фиксированной частоте в децибелах;

775 — нулевой уровень по напряжению мв .

Получив значение добавки ΔL , рассчитываем уровень шума по данной частоте:

$$P = \text{дб} + \Delta L. \quad (5)$$

Затем аппроксимируя данные по огибающей кривой, с учетом пику, представляется возможность получить суммарный уровень шума в зависимости от частоты:

$$L_p \cong L_w = \frac{L_1 + L_2 + \dots + L_n}{n}, \quad (6)$$

где L_w — показание уровня шума зафиксированное по шумомеру.

КТБ Министерства автотранспорта
Армянской ССР

Поступило 9.XII 1965

Է. Ա. ԴԱՏԱԿՅԱՆ

ԷԼԵԿՏՐՈԱԿՈՒՐՈՍԻՆԻ ՏՐԱԿՏՈՎ ԶԱՓՈՒՄՆԵՐԻ ԳԵՊՓՈՒՄ ԳՐԱՆՅՄԱՆ
ՎԵՐԾԱՆՈՒՄԸ ՄԻ ԵՂՁՆԱԳՐԻ ՄԱՍԻՆ

Ա. մ. վ. ո. վ. ո. մ.

Ուսյն հաղորդագրությունում նշվում է ինքնագիր H-110-ի վրա գրաֆոսանայիտիկ եղանակով գրանցման վերծանման հնարավորությունը:

Նշված մեթոդի (եղանակի) էությունը կայանում է նրանում, որ որոշվում են էլբային և մուտրային լարումները միջխլոտերով շափման ամբողջ արակտով, այսինքն՝ վերցվում է շափման տրակտի միջանցիկ բնութագիրը ամբողջությամբ: Այս դեպքում հնարավորություն է արվում հաշվարկային հանադարձով ստանալ ոչ միայն էֆեկտիվ ճաշնային հնչում սենոված հաճախականության վրա, որը շատ էական է, այլև հաշվի առնելով պիկը, բոլորատառություն ապրոկսիմացիայի ռեպրոմ հնարավորությունը և արվում ստանալ ազմուկի դումարային մակտրոպեր՝ կախված հաճախականությունից: Տված է նաև C 4—7 անալիտատորի մանրամասն բնութագիրը և բնահանրապես ինչպես կարելի է անցկայնել արբան որոշող աշխատանքները, արբան որոշող կորերի բնաններ ստանալու համար:

Այսպիսի գրաֆիկի առկայությունը մեզ տալիս է գրանցման արագ վերծանման հնարավորություն: Սակայն, ինչպես Երևում է հաղորդագրությունից, դինամիկների հաճախականային ճաշնածավալի (դիսպազոնի) սահմանափակության հետևանքով ամբողջ ճաշնային դիսպազոնով արբան որոշող կորերի ստեղծման հնարավորություն չի արվում: Այդ թերությունը մեծ հաջողությամբ վերակառարվում է գրաֆոսանայիտիկ եղանակով, որի մասին արդեն ասվել է:

Այսպիսի մեթոդի առկայությունը թույլ է տալիս կատարել ինքնագրի վրա գրանցման վերծանում ամբողջ աված դիսպազոնով:

Գրանցումների վերծանման դեպքում կարելի է օգտագործել հարաբերական մասերի մեթոդ, որի համար անհրաժեշտ է հավաքել նկ. 3-ում տված բոկ-սխեման:

ИЗМЕРИТЕЛЬНАЯ ТЕХНИКА

К. Х. ОВСЕЯН, Р. Е. АЛАМЯН

ПОЛУАВТОМАТИЧЕСКИЙ ЛОТОК ДЛЯ ТАРИРОВКИ ДАТЧИКОВ
МАЛЫХ СКОРОСТЕЙ ВОДНОГО ПОТОКА

Лоток предназначен для тарировки датчиков малых скоростей воды (от 1 до 100 *м.м/сек*). Все устройство состоит из трех основных частей: лотка с кареткой; электромеханического привода; нуля управления.

Датчики скорости тарируются перемещением их в лотке с неподвижной водой. По известной длине и времени движения каретки, определяется скорость. Необходимая скорость движения каретки устанавливается электрическим приводом с многоступенчатой коробкой скоростей. На рис. 1 показан поперечный разрез лотка. Лоток изготовлен из оцинкованного железа и имеет размеры 470×450×7000 *м.м*. Наружные стенки лотка покрыты теплоизоляцией. На расстоянии 70 *м.м* от дна поперек лотка вделаны латунные трубки, внутри которых в керамических изоляторах установлены элементы для нагрева и поддержания нужной температуры воды, если необходимо испытать датчики скорости при различной температуре. Над бортами лотка установлены две трубчатые направляющие, по которым на войлочных полозьях протягивается тяговая желая карета 500×650 *м.м*. На каретке установлены два тастера для укрепления датчиков, термометров и т. д., а также клеммы для подключения электрических цепей.

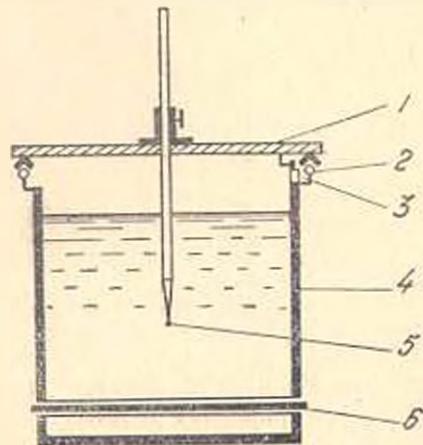


Рис. 1. Поперечный разрез лотка. 1. Каретка; 2. Направляющие; 3. Выключатель; 4. Теплоизоляция; 5. Датчик; 6. Нагреватель.

На одном борту, по всей длине лотка укреплена металлическая линейка, для измерения длины перемещения каретки. Кроме этого, в начале и конце лотка на специальной направляющей установлены по одному выключателю (ВК) для включения секундомера, и по одному переключателю (ПК) для реверса и остановки привода. Выключатели секундомера ВК установлены ближе к середине лотка, а выключате-

ли реверса НК—к краю лотка. Выключатели могут перемещаться по направляющей вдоль борта лотка, что позволяет выбрать желаемый участок работы и длину перемещения каретки. При подходе каретки к крайнему положению, пружинным роликом сначала выключаются (ВК), чем останавливается секундомер, после чего выключателем (ПК) производится реверс или остановка.

Скорость движения датчика закрепленного на каретке определяется по известной базе—расстоянию между выключателем ВК и временем движения каретки—по электрическим часам или секундомеру. Перемещение каретки осуществляется стальным тросом, один конец которого перекинут через ролик в конце лотка. Оба конца троса закреплены на металлическом барабане, при вращении которого один из них разматывается, а другой наматывается.

Привод и коробка скоростей дают возможность установить 70 ступеней скорости от 0,85 мм/сек до 300 мм.сек.

На пульте управления (рис. 2) сосредоточены: управление подогревом воды, управление приводом, управление схемой регистрации

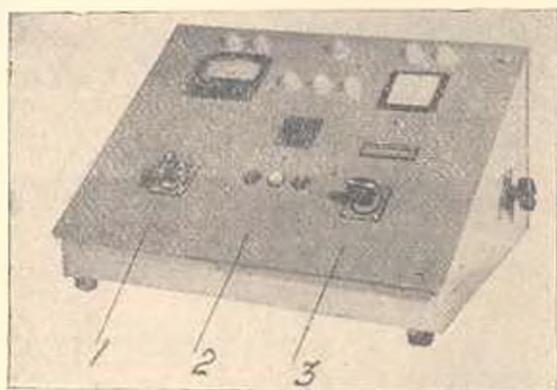


Рис. 2. Пульт управления: 1. Нагрев воды, 2. Движение каретки, 3. Регистрация времени.

времени. На пульте имеется также световая сигнализация о всех возможных режимах работы.

Электрическая схема питается от сети трехфазного переменного тока 220/380 в (рис. 3). Напряжение на кнопку и сигнализацию управления подается выключателем V_2 , расположенным в центре пульта. При этом загорается L_c . При нажатии кнопки K_B —„вперед“ создается электрическая цепь. Фаза „а“— катушка контактора $K-1$, контакты 1—2 кнопки K_B , контакты 2—6 кнопки K_n , контакты 6—7 переключателя ПК-2, контакты 7—8 кнопки K_r , выключатель V_1 и фаза „б“. Контакт $K-1$ включает, подает напряжение на двигатель и начинается движение каретки.

Одновременно замыкаются две пары блок контактов пускателя $K-1$. Блок контакт 1 шунтирует контакты 1—2 и обеспечивает питание катушки пускателя $K-1$. Второй блок контакт—2, подает напря-

жение на реле П-1, который развывает цепь лампы Л₁ и включает сигнальную лампу Л₂.

Когда каретка подойдет к месту установки конечного переключателя реверса ПК-2, пружинный ролик выключит нормально замкнутый контакт 6—7 и включит 3—7. Вследствие этого выключается

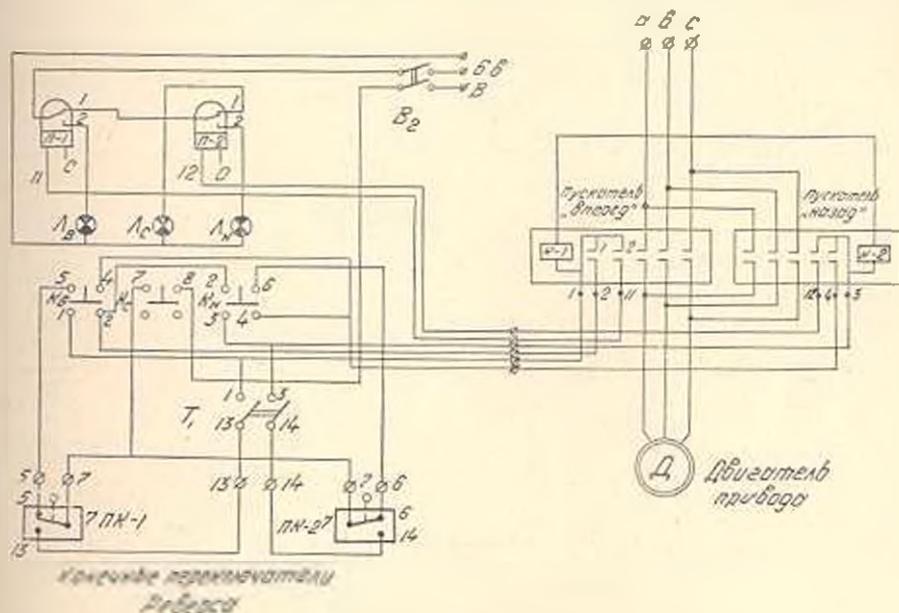


Рис. 3. Принципиальная электрическая схема управления.

контактор К-1 и создается цепь для включения контактора К-2. Двигатель меняет направление вращения и каретка движется в обратном направлении. На пульте загорается лампа Л₁.

Движение каретки между точками установки конечных переключателей реверса будет продолжаться до его остановки кнопкой К₁. Если тумблер реверса каретки Т₁ выключен, то каретка достигнув места установки конечных переключателей реверса остановится. При включении выключателя В₂, подается напряжение на схему и через нормально замкнутый контакт 1 реле П-3 загорается сигнальная лампочка Л₂. При движении каретки с крайнего положения, например, вперед, пружинным роликом включается выключатель ВК-1 и подается напряжение на реле П-3, который замыкаясь включает секундомер и электрические часы. Одновременно выключается лампа Л₂ и включается лампа Л₃.

При подходе к конечному створу пружинным роликом сначала отключается выключатель ВК-2, т. е. останавливаются секундомер и электрические часы и после этого только, переключателем ПК-2, производится реверс. При обратном движении каретки, опять включается выключатель ВК-2 и производится отсчет времени. Таким образом, на электрических часах и секундомере отсчитывается время равно-

мерного установившегося движения и исключается время необходимости на трогание, реверс и остановку каретки.

Тумблером T_2 можно выключить секундомер СК при медленном движении каретки, так как точность отсчета времени по электрическим часам вполне достаточна для определения скорости.

Для подогрева воды в лотке, в латунных трубах установлены 10 нагревательных элемента, которые питаются через трехпозиционный переключатель. В первой позиции нагрев выключен. Во второй

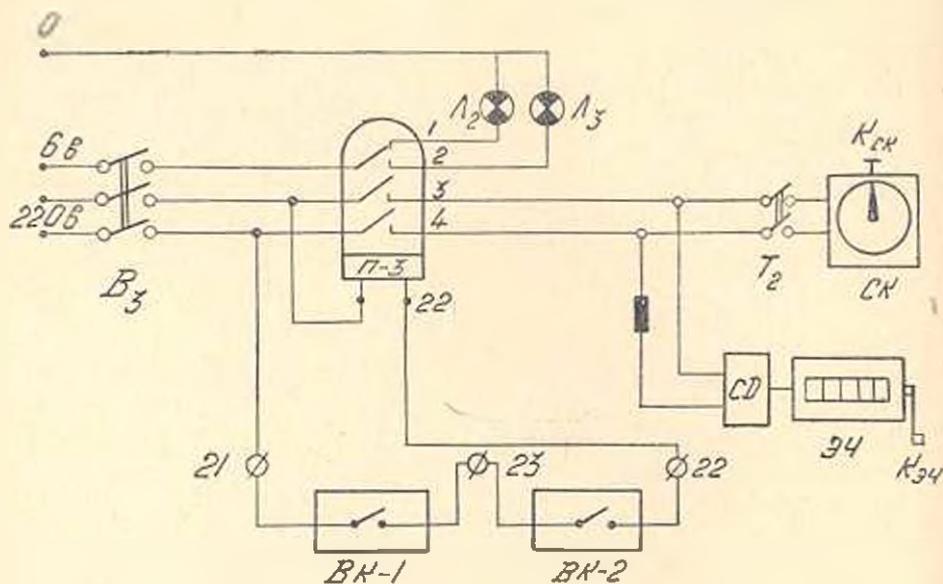


Рис. 4. Принципиальная электрическая схема регистрации времени.

позиции нагревательные элементы включаются по два последовательно и подключаются к автотрансформатору с регулировкой, что дает возможность поддерживать температуру воды в лотке на требуемом уровне. В третьей позиции переключателя все элементы нагрева включаются непосредственно в сеть для осуществления форсированного нагрева.

Полуавтоматический лоток для тарировки датчиков малых скоростей водного потока очень прост в эксплуатации и дает возможность произвести тарировку изготовляемых в лаборатории микровертушек и микротермоанемометров.

ИВТИГ ММВХ АрмССР

Поступило 5.V 1965

Կ. Խ. ՕՎՍԵՊՅԱՆ, Ի. Ե. ԽԵՆՈՅՅԱՆ

ՋՐԻ ՓՈՔՐ ԱՐՍԿՈՒՅՈՒՆԻՐԻ ՏՎԻՉՆԵՐ ՍՍՏԵՃԱՆԱՎՈՐՈՂ
ԿԻՍԱՆՏՈՄԱՏ ՎԱՔ

Ա մ փ ո փ ո լ մ

Վարի երկարութիւնը ուղղիչների վրայով շարժում է սահնակ, որի վրա ամրացվում են փորձարկվող ավիչները. Տվիչի շարժման արագությունը որոշ-

վում է անցած ճանապարհով և ժամանակով: Սահնակի շարժումը իրականացվում է մետաղաճուպանի օգնությամբ էլեկտրահաղորդակի միջոցով, որը հնարավորություն է տալիս ունենալ արագության 70 աստիճան, 0,55 մմ/վրկ մինչև 300 մմ/վրկ:

Վաքի երկայնական կողին սմբացված են 2 դույզ էլեկտրական անջատիչներ ժամացույցը անջատելու և սահնակը կանգնեցնելու կամ դարձնելու համար:

Վաքը ունի ջուրը տաքացնելու հարմարանք՝ փորձը տարբեր ջերմաստիճաններում կատարելու համար:

Կառավարման վահանի վրա տեղավորված են՝ ջրի տաքացման և նույն ջերմատիճանում պահելու հարմարանքը, սահնակի կանգնեցման կամ հետադարձի հարմարանքը և էլեկտրական ժամացույց ու վայրկյանացույց տվյալ հաստիքում սահնակի շարժման ժամանակը սրոշելու համար:

Վահանի վրա կան լույսային ազդանշաններ՝ հարմարանքի աշխատանքի հնարավոր ռեժիմների համար:

СТРОИТЕЛЬНЫЕ КОНСТРУКЦИИ

С. А. БАГДАСАРЯН

ИССЛЕДОВАНИЕ НЕСУЩЕЙ СПОСОБНОСТИ ВНЕЦЕНТРЕННО
 СЖАТЫХ СТЕРЖНЕЙ И-ОБРАЗНОГО СЕЧЕНИЯ
 ИЗ АЛЮМИНИЕВОГО СПЛАВА Д 16-Т*

В 1964—65 годах в лаборатории Армянского НИИ строительных материалов и сооружений было произведено испытание внецентренно сжатых стержней прямоугольного, И-образного, швеллерного и таврового сечений из алюминиевого сплава Д 16-Т. Цель этих испытаний заключалась в выяснении влияния формы поперечного сечения на несущую способность сжатых элементов и определение степени соответствия расчетных данных с экспериментальными.

В данной статье освещаются результаты исследования внецентренно сжатых стержней И-образного сечения из алюминиевого сплава Д 16-Т; приводятся расчетные формулы для определения критической гибкости, составленные с учетом линейного упрочнения материала в области упруго-пластических деформаций на основе [2]; результаты экспериментального исследования сопоставлены с расчетными данными.

В основу расчета положены следующие допущения: во всех стадиях работы стержня сохраняется гипотеза плоских сечений; изогнутая ось стержня принимает форму полуволны синусоиды; прогибы стержня по сравнению с его длиной малы; напряжения по сечению распределяются согласно диаграмме σ — ϵ материала; диаграммы σ — ϵ при растяжении и сжатии одинаковы; влияние сдвигающих сил не учитывается; плоскость изгиба совпадает с плоскостью действия нагрузки.

Критическая гибкость внецентренно сжатого шарнирно опертого с обоих концов стержня согласно [2] определяется из следующего выражения:

$$\lambda_x^2 = \frac{\pi^2 E}{\varphi \sigma_n} \left(1 - \frac{m \varphi}{1 - \varphi} \chi \right), \quad (1)$$

где

$$\varphi = \frac{P_{сж}}{\sigma_n F}; \quad m = \frac{eF}{W_x}$$

* Научный руководитель проф. В. В. Пиваджак

В опасном сечении внецентренно сжатого стержня И-образного профиля к моменту исчерпания несущей способности могут возникнуть напряженные состояния, показанные на рис. 1. В зависимости от напряженного состояния опасного сечения по формулам, представленным в табл. 1, определяется коэффициент χ . Модуль упругости — E , предел текучести (предел пропорцио-

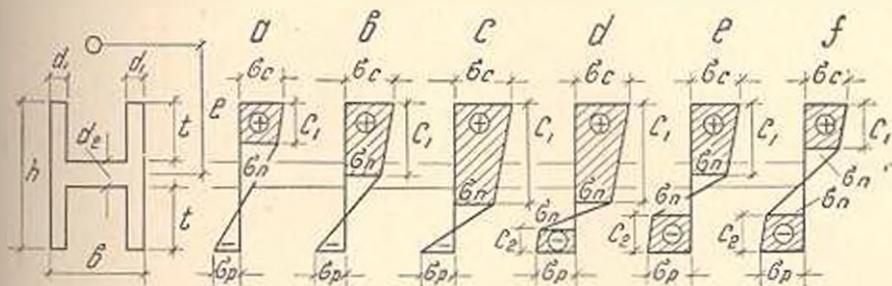


Рис. 1. Эпюры напряженных состояний сжатого стержня И-образного сечения.

нальности) — σ_n и коэффициент $\psi = \frac{E_1}{E}$ определяются по линеаризованной диаграмме $\sigma - \epsilon$ сжатия материала.

В табл. 2. приведены результаты испытания на растяжение полос, вырезанных из полок заводских профилей И-образного сечения. В этой же таблице даны редуцированные коэффициенты, полученные ранее в [1] при сравнении физико-механических характеристик цилиндров при их испытании на сжатие и полос на растяжение. Предполагаемые характеристики материала И-образного сечения на сжатие, вычисленные с учетом редуцированных коэффициентов, даны в последней строке табл. 2.

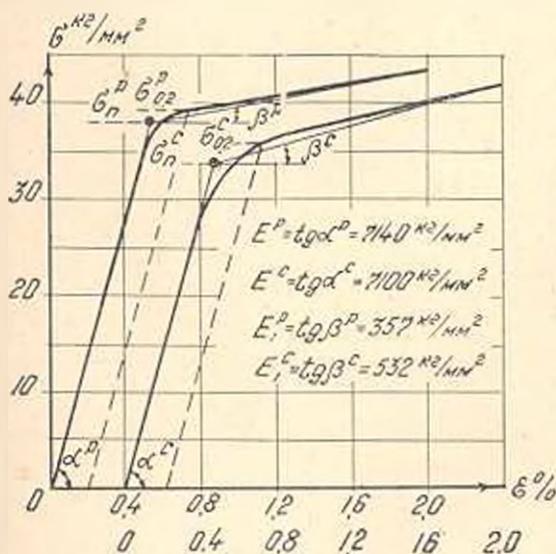


Рис. 2. Линеаризованные диаграммы «напряжения-деформации» при растяжении и сжатии.

Расчетные формулы для стержней Н-образного сечения

№№ п/п	Напряжен- ное состоя- ние сечения	Высоты пластических зон		Коэффициент α	
		в		r	
а	б				
1	а (рис. 1а)	$0 < c_1 \leq t$ $\frac{c_1}{h} = \alpha - \sqrt{\alpha^2 - \frac{1}{1-\psi} \frac{m\varphi}{1-\varphi} \frac{W_x}{d_1 h^2}};$ $\alpha = \frac{1}{2} + \frac{m\varphi}{1-\varphi} \frac{W_x}{hF};$		$\alpha = 1 - \frac{2c_1}{h} + \frac{2(1-\psi)d_1 c_1^2}{hF} \left[1 + \frac{1-\varphi}{m\varphi} \frac{hF(3h-2c_1)}{12J_x} \right];$	
2	б (рис. 1б)	$t < c_1 \leq h-t$ $\frac{c_1}{h} = \alpha -$ $- \sqrt{\alpha^2 - \frac{t}{h} \left(1 - \frac{2d_1}{b}\right) \left(2\alpha - \frac{t}{h}\right) - \frac{2}{1-\psi} \frac{m\varphi}{1-\varphi} \frac{W_x}{bh^2}}$ $\alpha = \frac{1}{2} + \frac{m\varphi}{1-\varphi} \frac{W_x}{hF},$		$\alpha = 1 - \frac{2c_1}{h} + \frac{1-\psi}{2} \left[\frac{4d_1 c_1^2 + 2(b-2d_1)(c_1-t)^2}{hF} + \right.$ $\left. + \frac{(1-\varphi) \left[2d_1 c_1^2 \left(\frac{3}{2}h - c_1\right) + (b-2d_1)(c_1-t)^2 \left(\frac{3}{2}h - \right. \right. \right.}{3m\varphi I_x}$ $\left. \left. \left. - c_1 - 2t \right) \right]}{3m\varphi I_x} \right]$	

а	б	в	г
3	с (рис. 1с)	$h-t \leq c_1 \leq h$ $\frac{c_1}{h} = 1 - \alpha - \sqrt{\alpha^2 - \frac{\psi}{1-\psi} \frac{m\varphi}{1-\varphi} \frac{W_x}{d_1 h^2}};$ $\alpha = \frac{1}{2} - \frac{m\varphi}{1-\varphi} \frac{W_x}{hF};$	$\alpha = (1-\psi) \left[\frac{2d_1 (h-c_1)^2}{hF} + \frac{1-\varphi}{m\varphi} \left[1 - \frac{d_1 (h-c_1)^2 \left(\frac{h}{2} + c_1 \right)}{3I_x} \right] \right] + \psi \left(1 - 2 \frac{c_1}{h} \right);$
4	д (рис. 1д)	$h-t \leq c_1 \leq h, \quad 0 \leq c_2 \leq t$ $(1-\psi)c_2^2 - \frac{F}{2d_1}(1-\varphi)c_2 - (1-\psi)(h-c_1)^2 +$ $+ \frac{F(1-\varphi)(h-c_1)}{2d_1} - \frac{\psi F}{d_1} \left(\frac{h}{2} - c_1 \right) = 0;$ $\alpha = \frac{h}{2} - \frac{m\varphi}{1-\varphi} \frac{W_x}{F};$ $\frac{\partial c_2}{\partial c_1} = \frac{\frac{F}{2d_1 h} (1-\varphi - 2\psi) - 2(1-\psi) \left(1 - \frac{c_1}{h} \right)}{2(1-\psi) \frac{c_2}{h} - \frac{F}{2d_1 h} (1-\varphi)};$	$\alpha = \frac{(1-\varphi)(h-c_1-c_2)}{h} + \frac{(1-\psi)(1-\varphi)}{m\varphi} \left[1 - \frac{d_1 (h-c_1)^2 \left(\frac{h}{2} + c_1 \right) - d_1 c_2^2 \left(\frac{3}{2} h - c_2 \right)}{3I_x} \right];$

а	б	в	г
5	e (рис. 1e)	$t \leq c_1 \leq h - t, \quad 0 \leq c_2 \leq t$ $(1 - \psi) c_2^2 - \frac{F c_2}{2d_1} (1 - \varphi) + \frac{F}{2d_1} (h - c_1) (1 - \varphi) - (1 - \psi) \times$ $\times \left[(h - c_1)^2 - (h - c_1 - t)^2 \left(1 - \frac{b}{2d_1} \right) \right] - \frac{\psi F}{d_1} \left(\frac{h}{2} - c_1 \right) = 0;$ $(h - c_1)^2 + \left(\frac{2d_1}{b} - 1 \right) t^2 + \frac{2\psi}{1 - \psi} \frac{m\varphi}{1 - \varphi} \frac{W_x}{b} -$ $- 2a \left[h - c_1 + t \left(\frac{2d_1}{b} - 1 \right) \right] + \frac{2d_1}{b} (c_2^2 - 2ac_2) \frac{\partial c_2}{\partial c_1} = 0;$ $a = \frac{h}{2} - \frac{m\varphi}{1 - \varphi} \frac{W_x}{F};$ $\frac{\partial c_2}{\partial c_1} =$ $\frac{\frac{F}{h} (1 - \varphi - 2\psi) + 2(1 - \psi) \left[\left(1 - \frac{c_1}{h} - \frac{t}{h} \right) (2d_1 - b) - \right.}{4d_1 (1 - \psi) \frac{c_2}{h} - \frac{F}{h} (1 - \varphi)}$ $\left. - 2d_1 \left(1 - \frac{c_1}{h} \right) \right]}{4d_1 (1 - \psi) \frac{c_2}{h} - \frac{F}{h} (1 - \varphi)}$	$x = (1 - \varphi) \left(1 - \frac{c_1}{h} - \frac{c_2}{h} \right) + \frac{(1 - \psi)(1 - \varphi)}{m\varphi} \left\{ 1 - \right.$ $\left. - \frac{2d_1 (h - c_1)^2}{3I_x} - \frac{\left(\frac{h}{2} + \frac{d_2}{2} - c_1 \right)^2 (b - 2d_1)}{3I_x} + \right.$ $\left. + \frac{d_1 c_1^2 \left(\frac{3}{2} h - c_2 \right)}{3I_x} + \right.$ $\left. + \frac{\left(\frac{h}{2} - c_1 \right) \left[2d_1 (h - c_1)^2 + (b - 2d_1) \left(\frac{h}{2} + \frac{d_2}{2} - c_1 \right)^2 \right]}{2I_x} \right\};$

а	б	в	г
6	f (рис. 1f)	$0 < c_1 \leq t, \quad 0 < c_2 \leq t$ $(1-\psi)c_2^4 - \frac{F(1-\varphi)c_2}{2d_1} + \frac{1}{2d_1} \left[F(1-\varphi)(h-c_1) - \right.$ $\left. - 2F\left(\frac{h}{2} - c_1\right) - (1-\psi)2d_1c_1^2 \right] = 0;$ $c_1^2 - 2\left(\frac{h}{2} + \frac{m\varphi}{1-\varphi} \frac{W_x}{F}\right)c_1 + \frac{1}{1-\psi} \frac{m\varphi}{1-\varphi} \frac{W_x}{d_1} +$ $+ \left[c_2^2 - 2\left(\frac{h}{2} - \frac{m\varphi}{1-\varphi} \frac{W_x}{F}\right)c_2 \right] \frac{\partial c_2}{\partial c_1} = 0;$ $\frac{\partial c_2}{\partial c_1} = \frac{(1+\varphi) \frac{F}{h} - 4(1-\psi)d_1 \frac{c_1}{h}}{(1-\varphi) \frac{F}{h} - 4(1-\psi)d_1 \frac{c_2}{h}}.$	$z = (1-\varphi) \left(1 - \frac{c_1}{h} - \frac{c_2}{h} \right) +$ $+ \frac{(1-\psi)(1-\varphi)}{6m\varphi I_x} \{ d_1 c_1^2 (3h - 2c_1) + d_2 c_2^2 (3h - 2c_2) \}.$

Принятые обозначения: F , I_x , W_x — площадь, момент инерции и момент сопротивления сечения относительно оси $x-x$.

Таблица 2

Физико-механические характеристики образцов из сплава Д16-Т при испытании на растяжение и предполагаемые характеристики при сжатии

№№ пп	Клеймо образца	σ_p кг/мм ²	$\sigma_{0,2}$ кг/мм ²	E тн/мм ²	$\sigma_{\text{сж}}$ кг/мм ²	$\lambda = \frac{\sigma_{\text{сж}}}{E}$
1	11-1 р	37,0	39,5	7,15	38,2	0,050
2	11-2 р	37,2	39,6	7,10	38,1	0,050
3	12-1 р	36,9	39,3	7,13	37,9	0,050
4	12-2 р	37,0	39,4	7,14	38,0	0,040
5	13-1 р	36,8	39,2	7,15	37,6	0,050
6	13-2 р	36,9	39,4	7,17	38,0	0,050
7	14-1 р	37,1	39,7	7,16	38,3	0,060
8	14-2 р	37,0	39,3	7,16	37,9	0,060
9	15-1 р	37,3	39,6	7,14	38,2	0,050
10	15-2 р	37,2	39,6	7,13	38,2	0,050
11	16-1 р	36,8	39,3	7,12	38,1	0,050
12	16-2 р	37,0	39,3	7,13	37,9	0,050
среднее при растяжении		37,0	39,4	7,14	38,0	0,050
редукционные коэффициенты		$\frac{\sigma_p}{\sigma_{0,2}} = 0,825$	$\frac{E^c}{E^p} = 0,936$	$\frac{E^c}{E^p} = 0,994$	$\frac{\sigma_{\text{сж}}}{\sigma_p} = 0,897$	$\frac{\sigma_{\text{сж}}}{E} = 1,50$
Физико-механические характеристики сплава при сжатии		30,5	36,9	7,10	31,1	0,075

На рис. 2 показаны линеаризованные диаграммы $\sigma - \epsilon$ сплава Д16-Т при растяжении полос из полок И-образного сечения и соответствующая диаграмма сжатия того же материала.

Для испытания стержней на внецентренное сжатие было изготовлено 18 образцов И-образного сечения из сплава Д16-Т гибкостями 40, 60 и 100. Геометрические характеристики сечения приведены на рис. 4.

Относительный эксцентриситет приложения нагрузки принимался равным $m = 0,5; 1,0$ и $3,0$ для каждой гибкости. Торцы образцов были обработаны с точностью до $0,005$ мм и их перпендикулярность к оси проверена угольником первого класса. Выгибы образцов до испытания составляли не более $1/1000$ их длины. Для испытания были использованы те же пожевые шарнирные приспособления, что и для образцов прямоугольного сечения, описанные в [1]. Деформации крайних волокон внецентренно сжатого стержня определялись при помощи датчиков сопротивления с базой 20 мм. Прогны образцов в середине и в четверти длины, а также их укорочение определялись при помощи прогибомеров ПАО-6. Испытания образцов производились на гидравлических прессах ГМС-20 и ГРМ-1.

На рис. 3 показан образец во время испытания на внецентренное сжатие. В результате испытаний для каждого образца И-образного сечения были получены следующие параметры: деформации край-

них волокон сечений в середине и в четверти расчетной длины, прогибы оси стержня в середине и в четверти, укорочение образца, критическая нагрузка.

Каждый образец перед испытанием тщательно центрировался так, чтобы показания датчиков по каждому сечению не отличались между собой более чем на 5% . После центрировки образец сдвигался от оси приложения нагрузки на величину необходимого эксцентриситета с точностью до $0,01$ мм. Нагрузка к образцу прикладывалась ступенями в $4 \pm 5\%$ от предполагаемой критической силы до появления пластических деформаций. Следующие ступени нагрузки составляли $1 \pm 2\%$ от $P_{кр}$. Отсчеты по приборам брались после стабилизации деформаций. Точность измеряемой нагрузки составляла $\pm 1\%$. Результаты испытаний внецентренно сжатых стержней И-образного сечения приведены в табл. 3. Во всех стержнях, кроме 4-05-1, процесс исчерпания несущей способности не сопровождался местной потерей устойчивости полок.

Деформации крайних сжатых волокон в среднем сечении стержня 4-05-1, начиная с нагрузки, равной $0,98 P_{кр}$, росли скачкообразно, причем одновременно со скачком деформации отмечалось временное падение нагрузки на прессе. Таких скачков наблюдалось два, по-видимому, вследствие неодновременной потери местной устойчивости обеих полок. После второго скачка произошла потеря устойчивости всего стержня.

На основе полученных в табл. 2 физико-механических характеристик материала при сжатии по формуле (1), были вычислены кривые в координатном поле $\varphi \rightarrow \lambda$ для значений $m = 0,5; 1,0$ и $3,0$. Расчет по напряженному состоянию f (рис. 1) производился на электронной вычислительной машине. Результаты расчетов приведены в табл. 3 и на рис. 4. Для сопоставления там же приведены кривые, вычисленные по формулам СНиП II—В-5—64 [3].

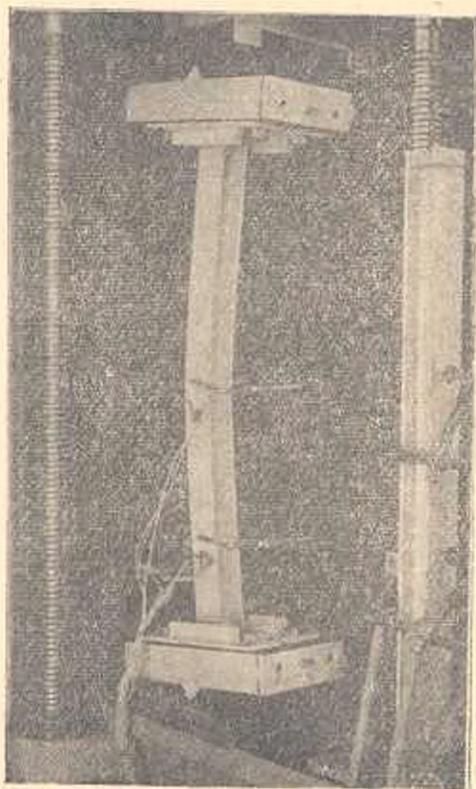


Рис. 3. Испытание стержня И-образного сечения на внецентренное сжатие.

Таблица 3

Результаты испытания внецентренно сжатых стержней II-образного сечения из сплава Д 16-Т

№№ пп	Клеймо образца	$l = \frac{l_p}{r_x} m$	$P_{кр}$ и кг	$\sigma_{кр}$ и кг/мм ²	$\bar{\gamma} = \frac{\gamma_{кр}}{\gamma_0}$	$\sigma_{кр}$	$\sigma_{кр}$ по СНиП	эквивалентное напряжение (1)	$\bar{\gamma}_{нп}$	$\frac{\sigma_{кр}}{\sigma_0}$
1	4-05-1	39,95	0,5	9200	20,40	0,600	0,603	0,601	0,590	1,003
2	4-05-2	39,98	0,5	9300	20,62	0,606				
3	4-1-1	39,97	1,0	7400	16,41	0,482	0,484	0,506	0,478	0,957
4	4-1-2	40,04	1,0	7480	16,60	0,487				
5	4-3-1	40,10	3,0	4830	10,70	0,315	0,310	0,333	0,292	0,931
6	4-3-2	39,96	3,0	4680	10,38	0,305				
7	6-05-1	59,95	0,5	6150	13,64	0,401	0,399	0,409	0,395	0,976
8	6-05-2	60,08	0,5	6120	13,59	0,398				
9	6-1-1	60,00	1,0	5260	11,66	0,343	0,312	0,349	0,337	0,980
10	6-1-2	60,03	1,0	5240	11,62	0,341				
11	6-3-1	59,98	3,0	3390	7,52	0,221	0,221	0,235	0,219	0,942
12	6-3-2	60,00	3,0	3400	7,54	0,221				
13	10-05-1	100,00	0,5	2890	6,41	0,188	0,187	0,198	0,185	0,944
14	10-05-2	99,93	0,5	2870	6,36	0,187				
15	10-1-1	100,05	1,0	2520	5,59	0,164	0,164	0,177	0,166	0,927
16	10-1-2	100,10	1,0	2540	5,64	0,165				
17	10-3-1	100,10	3,0	2060	4,58	0,131	0,135	0,132	0,131	1,023
18	10-3-2	100,06	3,0	2090	4,66	0,137				

Нетрудно заметить лучшую сходимость экспериментальных данных с результатами расчета по формуле (1), по сравнению с результатами, получаемыми по [3].

Разница между результатами СНиП и экспериментальными данными в диапазоне гибкостей 40—100 идет не в запас прочности в пределах 7%, в то время как результаты, полученные по формуле (1) в указанном диапазоне гибкостей, идут в запас прочности в пределах 6%. Во втором случае исключение составляет элемент гибкостью $\lambda = 100$ при $m = 1,0$, где имеется отклонение не в запас прочности в 1%.

На основании проведенного исследования можно прийти к следующим выводам:

1. Проведенное сравнение экспериментальных значений критических сил внецентренно сжатых стержней II-образного сечения из сплава Д 16-Т с результатами расчета по предложенной в [2] методике и по СНиП II-B-5-64 показало, что при $m = 0,5; 1,0$ и 3 в диапазоне гибкостей $\lambda = 40-100$ экспериментальные данные лучше согласуются с результатами, полученными по формуле (1). Наибольшая разница между ре-

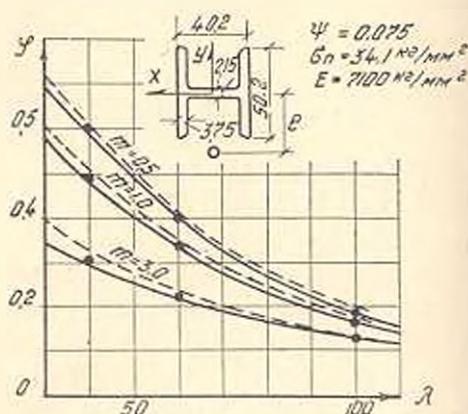


Рис. 4. Сопоставление экспериментальных результатов с расчетными. Сплошной линией показаны кривые, полученные по формуле (1); штрих линией кривые, полученные по СНиП II-B-5-64; кружочками показаны результаты экспериментов.

результатами, полученными по СНиП II—В.5—64 и экспериментальными данными в указанном диапазоне гибкостей и эксцентриситетов достигает 7°_0 при $\lambda=40$, $m=3,0$ и $\lambda=100$, $m=1,0$, причем расчет по СНиП в этом случае дает отклонение не в запас прочности. Кривые СНиП дают отклонения в запас прочности до 2°_0 по сравнению с экспериментальными данными только при $\lambda=40$, $m=0,5$ и $\lambda=100$, $m=3,0$.

2. Наибольшая разница между результатами расчета по формуле (1) и экспериментальными данными достигает 6°_0 при $\lambda=40$, $m=3,0$, причем везде, кроме $\lambda=100$, $m=1,0$, расчет по предложенной методике идет в запас прочности.

При $\lambda=100$, $m=1,0$ расчет по формуле (1) идет не в запас всего на 1°_0 , что находится в пределах возможной ошибки расчета и эксперимента.

Армянский НИИ строительных
и сооружений

Поступило 15.X.1965

Ս Ս ՔԱՂԱՍԱՐՅԱՆ

ԱՋՅՈՒՄԸ Դ 16-Տ ՀԱՄԱՃՈՒՎԱԾՔԻՑ ՊԱՏՐԱՍԿԱԿՏ ԻՆՏԵՆՍԻՎ ԿՐԻՏԻԿԱԿԱՆ
ՆԵՐՎԱԾՔ ՌԵՆԵՈՂ ԱՊԱԿԵՆՏՐՈՆ ՍՆՎԱԿԱՍ ՉՈՂԵՐԻ
ԿՐՈՂՈՒՆԱԿՈՒԹՅԱՆ ՀԵՏԱԶՈՏՈՒԹՅՈՒՆԸ

Ա Վ Փ Ո Փ Ն Ա Վ

Հողվածում բերված են այլումինի D16-1 համաձուլվածքից պատրաստված 11-ձևի կորվածք ունեցող ապակենարոն սեղմված ձողերի կրիտիկական ճկունությունը որոշելու հաշվարկային բանաձևեր:

Հրսպերիմենտայ հետազոտությունների ավյալները բաղադրված են հաշվարկային և СНиП II—В.5—64-ից ստացվող արդյունքների նկատ: Բաղդատման արդյունքները բերված են օղ. 3 և նկ. 4-ում: 40—100 ճկունություն և 0,5, 1,0, 3,0 հարաբերակալն ապակենարոնացում ունեցող ձողերի համար առարկվող հաշվարկային բանաձևերը սայիս են կրսպերիմենտայ ավյալների գրեթե համընկնող արդյունքներ: СНиП II—В.5—64-ի կորերով ստացվող արդյունքների մարսիմայ տարրերությունը կրսպերիմենտայ ավյալներից կազմում է 7°_0 , ըստ որում СНиП-ի ավյալներով հաշվարկումը իջեցնում է ապահովության պաշարը:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Խախտարյան Ս. Ա. Экспериментальное исследование несущей способности сжатых стержней из алюминиевого сплава Д 16-Т. Известия АН Армянской ССР, серия технических наук, XVIII, № 3, 1965.
2. Пачаджан В. В. Некоторые вопросы предельного состояния сжатых элементов стальных конструкций. Изд-во АН АрмССР, Ереван, 1956.
3. Строительные нормы и правила, Часть II, раздел В, гл. 5. Алюминиевые конструкции. Нормы проектирования. Москва, 1965.

ИНЖЕНЕРНАЯ СЕЙСМОЛОГИЯ

Ж. В. ЗАХАРЯН

СПОСОБ МОДЕЛИРОВАНИЯ ГРАВИТАЦИОННЫХ СИЛ
 ПРИ ДИНАМИЧЕСКОМ ПОДОБИИ

Приводится методика компенсации напряжений от собственного веса в модели крупнопанельного дома. Рассматривается влияние поэтажной вертикальной пригрузки на характеристики модели. Согласно теории механического подобия [1] объемные силы модели и натуре в общем случае расширенного подобия должны быть связаны равенством

$$K' = \frac{\beta^3}{\alpha} K, \quad (1)$$

где K' и K — объемные силы соответственно в модели и оригинале;
 α — масштаб линейных размеров;
 β — множитель подобия напряжений.

Требование (1) справедливо как при статическом, так и при динамическом приложении сил. Так как модель и натура находятся в естественном гравитационном поле, очевидно, условие подобия ускорений, имеющее вид

$$\omega' = \frac{\alpha \gamma}{\gamma^2} \omega \quad (2)$$

(γ и γ_2 — множители подобия времен и деформаций) не будет выполняться для ускорений силы тяжести. Вследствие этого условие (2) для силы тяжести не будет соблюдаться, а напряжения от собственного веса в модели окажутся недостаточными в $\frac{\beta^2}{\alpha \gamma_2}$ раз (β — множитель подобия плотностей).

Во избежание указанного явления можно исходить из условия равенства ускорений для модели и оригинала и соответственно составить остальные условия подобия.

С такой же целью применяется метод центробежного моделирования [2], при котором модели сообщается ускорение, имитирующее ускорение силы тяжести. Возможно применение приближенного метода замены объемных сил, в частности силы тяжести, поверхностными [1, 3]. При этом масса модели не должна меняться, так как в

* Здесь и далее величина, помеченная штрихом, относится к модели.

противном случае условие (1) для сил инерции не будет удовлетворено.

При исследовании сейсмостойкости крупнопанельного дома с помощью пространственной модели для моделирования гравитационных сил оказалось целесообразным применение последнего принципа, то есть безинерционного нагружения модели. Напряжения в стенах модели от недостающего собственного веса в данном случае создаются вертикальной пригрузкой в уровнях перекрытий. Выбор большого числа пригрузочных горизонтов несколько повысил бы точность распределения напряжений по высоте модели, однако, при этом немало усложнилась бы техника осуществления пригрузки. Пригрузка передается на стены через перекрытия, причем сами перекрытия нагружаются непосредственно у стен. Для исключения влияния пригрузки на массу модели нагружение производится следующим образом: по контуру перекрытия в пределах каждой комнаты укладываются деревянные планки, на которые соответствующим образом опираются металлические стержни; стальной проволокой к стержням подвешиваются грузы (рис. 1). Вес отдельных грузов должен подбираться с таким расчетом, чтобы период получаемых маятников немало отличался от периода модели.

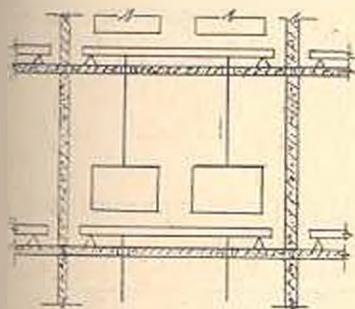


Рис. 1.

От пригрузки в перекрытиях модели возникают срезающие напряжения, которыми, как показали подсчеты, можно пренебречь без большого ущерба точности.

В пределах ожидаемых перемещений модели система пригрузки практически не должна стеснять их, то есть влиять на жесткость модели.

Система пригрузок по описанному принципу применена при испытаниях модели отсека крупнопанельного дома (серии А 1-164 С), имеющей три пролета в продольном направлении и три этажа с подпольем по высоте (рис. 2). Опыты проводились на сейсмоплатформе, оснащенной приспособлениями для статических испытаний.

Модель была осуществлена в масштабе 1:5 по условиям простого подобия [1], согласно которым напряжения в модели и оригинале должны быть равными. Вследствие указанных причин для напряжений от собственного веса фактически $\alpha' = \alpha$, то есть напряжения в модели должны быть увеличены в $1/\alpha$ раза. При $\alpha = 1/5$ и собственном весе конструкций одного этажа $Q_{г.н.} = 450$ кг величина пригрузки на один этаж должна составить 1800 кг.

Для пригрузки применены чугунные отливки весом 23 кг. Период маятников при этом равен 1 сек., тогда как период собственных колебаний модели составляет 0,043 сек. В пределах каждого этажа удалось разместить 66 грузов по схеме, приведенной на рис. 3. Таким

образом, собственный вес модели был компенсирован на 85%, что достаточно для данных опытов. Для проверки правильности принятой методики модель была испытана на свободные колебания до пригрузки и после. В обоих случаях свободные колебания возбуждались пу-

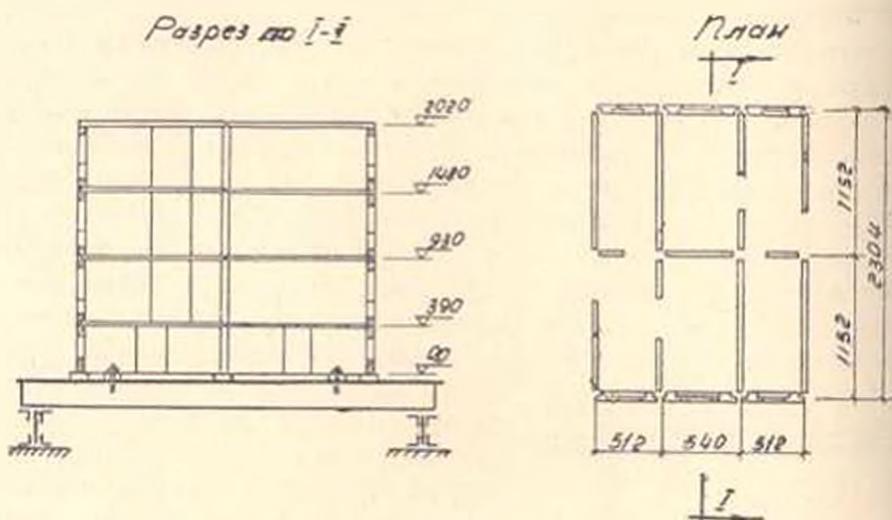


Рис. 2.

тем мгновенного удаления горизонтальной нагрузки, приложенной на уровне верхнего перекрытия или ударами о модель.

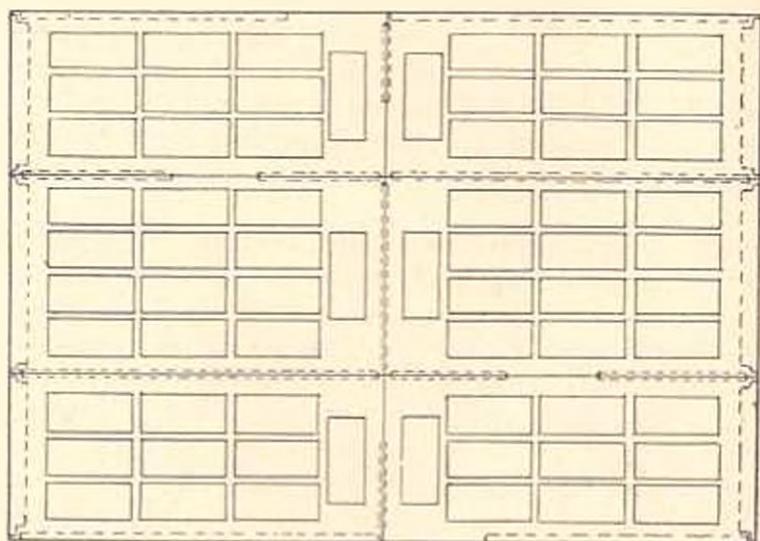


Рис. 3.

Во время этих испытаний платформа находилась в неподвижном состоянии. Для записи колебания были использованы сейсмоприемники СПМ-16 и осциллограф И-70А.

Проведенные испытания показали, что грузы-маятники при колебаниях модели оставались неподвижными. Частота свободных коле-

Таблица 1

		Горизонтальная нагрузка в кг													Макс. смещение в микронах	
		100	200	300	200	100	0	-100	-200	-300	-200	-100	0			
Смещения в микронах и уровнях перекрестий	III этаж	без пригрузки	I цикл	50	120	180	160	100	5	-60	-150	-225	-200	-135	-20	200
		II цикл	60	110	215	190	130	50	-45	-115	-180	-160	-95	-5		
	с пригрузкой	I цикл	20	60	105	100	80	45	+5	-40	-75	-65	-40	-5	110	
		II цикл	40	70	110	105	85	45	+10	-30	-75	-60	-40	0		
		III цикл	40	80	120	105	85	50	+10	-35	-75	-60	-20	+5		
	II этаж	без пригрузки	I цикл	25	81	123	116	88	26	-22	-82	-137	-129	-91	-33	140
II цикл		51	109	159	151	108	52	-10	-61	-109	-101	-61	-1			
с пригрузкой	I цикл	10	33	60	60	50	29	+2	-43	-63	-62	-45	-18	75		
	II цикл	22	48	75	75	61	37	+14	-11	-43	-43	-31	-3			
	III цикл	24	49	77	77	66	43	+16	-15	-39	-39	-24	+1			
I этаж	без пригрузки	I цикл	13	43	71	69	52	14	-13	-57	-93	-92	-76	-39	90	
	II цикл	31	70	105	101	84	50	+12	-25	-58	-56	-39	-1			
с пригрузкой	I цикл	1	15	30	30	28	18	0	-33	-39	-39	-37	-22	50		
	II цикл	14	29	49	49	47	33	+15	-2	-21	-21	-19	-4			
	III цикл	16	31	51	49	47	35	+16	-4	-21	-21	-19	-3			

баний модели в результате пригрузки увеличилась с 21 гц до 23.8 гц, причем, увеличение частоты связано с характером работы конструкции. Для выявления влияния пригрузки на другие характеристики модели (прогибы, поглощение энергии и т. д.) последняя была испытана на горизонтальную статическую циклическую нагрузку, приложенную в уровне верхнего перекрытия. Перемещения модели измерялись в уровнях перекрытий по направлению всех поперечных стен мессурами с точностью 0.001 мм. Результаты статических испытаний сведены в табл. 1, приведены средние показания приборов на одном уровне. Как видно из табл. 1, в результате пригрузки перемещения модели при одинаковых горизонтальных усилиях уменьшились почти в два раза. Это следствие того, что до пригрузки стеновые панели из-за незначительного веса опирались на перекрытия не по всей площади и деформирование происходило в основном за счет податливости узлов в уровнях перекрытий. Вертикальная пригрузка значительно увеличила площадь контактов, что больше соответствует действительной работе конструкции. Этим же объясняется увеличение частоты собственных колебаний модели.

По данным табл. 1 построены петли гистерезиса и подсчитаны значения коэффициента поглощения энергии ψ . Влияние пригрузки в данном случае сказалось значительным увеличением поглощения энергии. Так, для модели без пригрузки ψ имело значение 0,5, а после пригрузки—1. Это же соотношение значений логарифмического декремента затухания сохраняется для модели с пригрузкой и без нее. Как видно из приведенных данных, напряжения от собственного веса имеют существенное влияние на характеристики системы.

При статических опытах пригрузка модели может быть осуществлена несколько проще, однако, и в этом случае нагрузку необходимо передавать на перекрытия непосредственно у стен, так как в противном случае для обеспечения работы перекрытий на изгиб необходимо исказить геометрическое подобие.

Армянский НИИ строительных и сооружений

Поступило 5.V.1965.

Ճ. Վ. ԶԱԽԱՐՅԱՆ

ԿՐԱՄԵԿԱԿԱՆ ՆՐԱՆՈՒԹՅԱՆ ԿԵՊԲՈՒՂ ԳՐԱՎԻՏԱՑԻՈՆ ՈՒԹԻ
ՄՈՒՆԻԱՅՄԱՆ ԵՂԱՆԱԿ

Ա Մ Մ Ո Ւ Փ Ո Ւ Մ

Հողվածում բերված է խոշորադանել տան մոդելում սեփական բաշից առաջացող լարվածության վերականգնման մի եղանակի, Համաձայն ընդլայնված նմանության տեսության [1] ծավալային ուժերը մոդելում և իրական նմուշում կապված են (1) հավասարումով: Այնքանով որ մոդելը և օբյեկտնայր փորձարկման ժամանակ գտնվում են բնական դրավիտացիոն դաշտում, ծանրության ուժի արագացման պայմանը նրանց համար չի կարող բավարարվել (2) հա-

վասարմամբ: Մոդելում սեփական քաշից լարվածությունը առաջարկվում է կերպականցնել մոտավոր եղանակով՝ այն է ծավալային ուժերը փոխարինելով մակերևութայինով [1, 3]: Սույն եղանակը իրականացվում է մոդելի յուրաքանչյուր հարկում նոճանակների միջոցով վերջինիս պատերի վրա բևեռվածքի տեղեկմամբ՝ սյայմանով, որ մոդելի մասսան մեծ անփոփոխ:

Մոդելի վրա կատարած դինամիկական և ստատիկական փորձերը ազատ ընկնել են առաջարկված եղանակի անփնդրությունը, իսկ ստացված արդյունքները ցույց են տվել, որ մոդելացման ժամանակ սեփական քաշից առաջացող լարվածության վերականգնումը մեծ դեր ունի կոնստրուկցիայի մեխանիկական հատկությունների վրա:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. А. Г. Назаров. О механическом подобии твердых тел и его применении к исследованию строительных конструкций и сейсмостойкости сооружений. Изв. АН АрмССР, т. X, № 5, № 6, 1957, т. XI, № 4, № 6, 1958, т. XIV, № 1, 1961.
2. Г. И. Покровский. Центробежное моделирование для решения инженерных задач. Госстройиздат, 1953.
3. Т. Г. Сагдиев. Применение метода экспериментального исследования сейсмостойкости сооружений на моделях. (Диссертация), 1962.

ИНЖЕНЕРНАЯ СЕЙСМОЛОГИЯ

А. А. МКРТЧЯН

О ПРИМЕНЕНИИ ВАЛЬЦМАССЫ ДЛЯ МОДЕЛИРОВАНИЯ
ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В ГРУНТАХ И СООРУЖЕНИЯХ

1. Известно, что решение некоторых задач инженерной сейсмологии, а также сейсмостойкости сооружений, в особенности протяженных в плане, требует учета различия фаз в колебаниях грунта и в основании сооружения. С этой целью в наших исследованиях осуществляется выбор такого материала, который мог бы моделировать механические свойства грунтов и строительных конструкций. В соответствии с результатами теории расширенного механического подобия [1], относительные деформации на моделях из низко модульного материала получаются достаточно большими из-за $\gamma \gg 1$. Это облегчает возможности проведения измерений на моделях. Автором был применен материал — вальцмасса с низким модулем упругости, состоящий в основном, из желатина, глицерина и воды. Упругие и пластические свойства вальцмассы зависят от соотношений ее составных частей, способа ее изготовления, а также температуры и влажности окружающей среды. Модуль упругости колеблется в пределах $0,5-15 \text{ кг см}^2$, коэффициент Пуассона $0,35-0,5$.

При нагружении образцов из вальцмассы наблюдаются деформации ползучести, которые увеличиваются при изменении температуры и влажности воздуха.

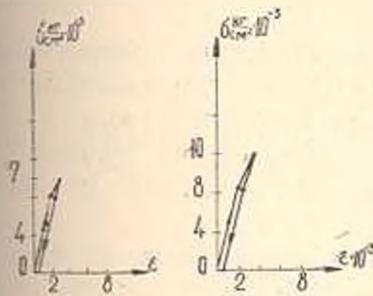
Деформации ползучести зависят и от ряда других факторов, как например, величины напряжения, скорости, продолжительности действия нагрузки, температуры, а также состояния материала в момент загрузки [2]. При изучении закономерностей деформирования и интерпретации полученных результатов автор нашел целесообразным произвести опыты в нормальных лабораторных условиях (температура $15^{\circ}-17^{\circ}\text{C}$, относительная влажность $75-80\%$) при возможно малой длительности загрузки и снятия показаний с приборов с тем, чтобы практически исключить влияние деформации ползучести. Для получения механических характеристик вальцмассы, были изготовлены призмы размерами $7 \times 7 \times 21 \text{ см}$ и цилиндрические образцы диаметром 4 см , длиной 60 см .

Основные физико-механические свойства образцов приведены в табл. 1.

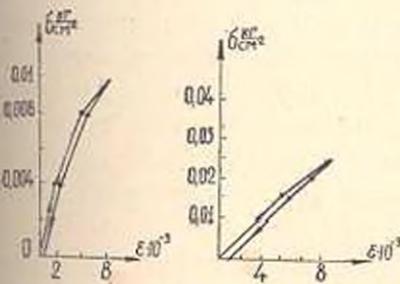
Изготовленные призмы размерами $7 \times 7 \times 21 \text{ см}$ жестко закреплялись с одного конца, а с другого, свободного конца, подвергались

Таблица 1

№ п/п	Наименование состава	T (сек)	Объемный вес в г/см ³	Коэффициент Пуассона μ	E кг/см ²	δ_1 по Фохту	δ_2 по Сорозину	δ общий	T°С
1	Вальцмасса: глицерин (1:0,1 кг)	0,35	1,31	0,39	6,8	0,58	0,10	0,68	16,5
2	Вальцмасса: глицерин (1:0,2 кг)	0,33	1,31	0,40	1,8	0,54	0,12	0,66	16
3	Вальцмасса: глицерин (1:0,3 кг)	0,03	1,30	0,40	3,2	0,50	0,14	0,64	16,5
4	Вальцмасса: глицерин (1:0,4 кг)	0,27	1,30	0,39	2,9	0,34	0,18	0,52	15
5	Вальцмасса: вода (1:0,25 кг)	0,25	1,30	0,35	2,65	0,27	0,13	0,40	15
6	Вальцмасса: глицерин: вода (1:0,1:0,2 кг)	0,22	1,30	0,45	4,0	0,12	0,20	0,32	16
7	Вальцмасса: вода (1:0,5 кг)	0,32	1,28	0,40	2,50	0,07	0,16	0,23	15
8	Вальцмасса: глицерин: вода (1:0,25:0,5 кг)	0,28	1,29	0,36	2,0	0,06	0,14	0,20	15
9	Вальцмасса: глицерин: вода (1:0,3:0,6 кг)	0,3	1,28	0,48	1,65	0,02	0,16	0,18	15
10	Вальцмасса: вода (1:0,75 кг)	0,3	1,28	0,45	1,70	0,04	0,12	0,16	15



Длительность нагружения 30сек



Длительность нагружения 3 мин.

растяжению кратковременной нагрузкой, прикладываемой равными ступенями.

Для определения продольных и поперечных относительных деформаций в середине призмы закреплялись индуктивные датчики. Запись осуществлялась с помощью осциллографа ПУБ-12 М. Полученные зависимости между напряжениями и деформациями, представлены на рис. 1.

Не трудно заметить, что с увеличением нагрузки изменяется характер кривых. Как правило, при малых нагрузках, кривые имеют линейный характер. При сравнительно больших нагрузках, 80% деформации протекают в течении первых секунд. Из приведенных на рис. 1 кривых также следует, что по мере нарастания длительности загрузки линейная зависимость между напряжениями и деформациями, благодаря проявлению деформации ползучести, постепенно

Рис. 1. Зависимость между напряжениями и деформациями при испытании на растяжение призматического бруса из вальцмассы.

нарушается. И если после разгрузки вновь нагрузить образец, то получится кривая СДЕ рис. 2, образующая с кривой разгрузки петлю гистерезиса.

Из произведенных 10 серий опытов следует, что материал в определенных пределах нагружения подчиняется закону Гука, т. е. фактически остаточные деформации почти не ощутимы (рис. 1). Это

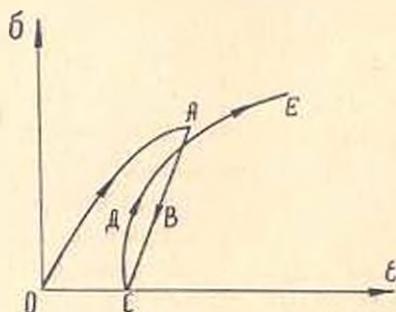


Рис. 2. Зависимость между напряжениями и деформациями при двукратном нагружении.

дает возможность в довольно больших диапазонах применять материал с такими физико-механическими характеристиками для моделирования горных пород и строительных конструкций, работающих в пределах упругости.

Например, на основании теории расширенного подобия [1] модельному материалу с упругими характеристиками:

$E = 10 \text{ кг/см}^2$, объемный вес $G = 1,35 \text{ т/м}^3$, $\mu = 0,4$, при линейном масштабном множителе подобия

$\alpha = 1/100$ соответствует в натуре материал с характеристиками: $E = 4 \cdot 10^5 \text{ кг/см}^2$, объемный вес $2,5 \text{ т/м}^3$, $\mu = 0,4$.

Эти величины относятся к скальным породам, т. е. подобранный материал в рассматриваемом случае моделирует грунты скального типа. После определения характеристик модельного материала с помощью существующих связей между коэффициентами подобия [1], легко получить остальные характеристики определяющие динамический процесс.

Существенное значение в моделировании динамических процессов имеет декремент затухания, который по условиям подобия должен быть одинаковым для оригинала и модели.

Для учета влияния вязкости материала на декремент затухания были проведены следующие опыты. Образец подвешивался одним концом неподвижно к жесткой металлической раме, а с другого свободного конца подвешивался груз. При внезапном удалении груза образец приходил в состояние продольного колебательного движения. С помощью датчиков закрепленных в середине образца на осциллографической пленке записывался колебательный процесс.

Полученные кривые представлены на рис. 3, а значения декрементов затухания приведены в табл. 1.

Как видно из таблицы 1 логарифмический декремент затухания уменьшается при увеличении количества воды и глицерина.

2. Колебательный процесс по гипотезе Фохта происходит по закону [3]:

$$y = A e^{-\alpha t} \sin (\rho_1 t + \lambda), \quad (1)$$

где $A = y_0 \sqrt{\frac{\rho^2}{\rho^2 - \alpha^2}}$ амплитуда колебания;

$\rho_1 = \sqrt{\rho^2 - \alpha^2}$ — частота свободных колебаний с учетом вязкого сопротивления.

Колебательный процесс по гипотезе Сорокина — происходит по закону [4]:

$$y = A e^{-\frac{\psi p}{4\pi} t} \sin (pt + i), \quad (2)$$

где $A = y_0 \sqrt{1 + \left(\frac{\psi p}{4\pi}\right)^2}$;

ψ — коэффициент поглощения энергии.

Рассмотрим колебание системы, с одновременным учетом гипотез Фохта и Сорокина, т. е. одновременным учетом потери энергии колебаний из-за статической петли гистерезиса и из-за вязкости материала.



Рис. 3. Запись колебания бруса цилиндрического сечения из вальцмассы.

В рассматриваемом случае дифференциальное уравнение колебаний системы с одной степенью свободы будет:

$$y'' + 2ny' + p^2 e^{i\alpha} y = 0. \quad (3)$$

Решение уравнения (3) ищем в следующем виде:

$$y = Y e^{ikt}. \quad (4)$$

Дифференцируя (4) и подставляя полученные результаты в (3), получим следующее характеристическое уравнение:

$$-k^2 + 2nik + p^2 e^{i\alpha} = 0, \quad (5)$$

$$k_{1,2} = ni \pm \sqrt{-n^2 + p^2 e^{i\alpha}}.$$

Разлагая в выражении (5) $\sqrt{-n^2 + p^2 e^{i\alpha}}$ в ряд, решение уравнения (3) можем записать в виде:

$$y = Y_1 e^{-\alpha t + p \left(1 - i \frac{\alpha}{4\pi} - \frac{n^2}{2p^2}\right) t} + Y_2 e^{-\alpha t - p \left(1 + i \frac{\alpha}{4\pi} - \frac{n^2}{2p^2}\right) t}. \quad (6)$$

Принимая, что $p > n \frac{4\pi}{\psi}$ и имея ввиду, что колебательный процесс должен быть затухающим, общее решение можем записать в виде:

$$y = Y_1 e^{(-\alpha - \frac{\psi p}{4\pi})t} \cdot e^{ip \left(1 - \frac{n^2}{2p^2}\right)t}. \quad (7)$$

Поскольку Y_1 есть комплексное число, то в выражении (7) можно положить:

$$Y_1 = A - Bi.$$

Выделяя вещественную часть, получим:

$$y = e^{-(\alpha + \frac{\psi p}{4\pi})t} \left[A \cos p \left(1 - \frac{n^2}{2p^2}\right)t + B \sin p \left(1 - \frac{n^2}{2p^2}\right)t \right]. \quad (8)$$

Введем обозначения:

$$n_1 = n + \frac{\gamma p}{4\pi}; \quad \alpha_1 = p \left(1 - \frac{n^2}{2p^2} \right). \quad (9)$$

В силу (8) и (9), имея ввиду начальные условия ($t=0$, $y=y_0$ и $y'=0$) после преобразований получим окончательно:

$$y = Ae^{-n_1 t} \sin(\alpha_1 t + i),$$

где $A = y_0 + \sqrt{1 + \left(\frac{n_1}{\alpha_1}\right)^2}$.

n_1 — коэффициент затухания,

α_1 — круговая частота.

Определив из опытов логарифмический декремент затухания согласно Фохту [3], $\xi = n_1 T$ и зная период свободных колебаний T находим коэффициент затухания n_1 .

Экспериментальные исследования показали, что коэффициент затухания зависит не только от рода материала, но и от частоты или периода колебаний (см. табл. 1). В общем случае декремент затухания получается в результате сложения декрементов затухания по гипотезе Сорокина и гипотезе Фохта.

Основная масса строительных материалов подчиняется с достаточной точностью закону поглощения энергии колебаний по Сорокину. Для пальцмассы же, как было установлено выше, преобладающее значение имеет вязкое сопротивление. Отсюда возникают затруднения при моделировании колебательных процессов в общем случае. Если же при моделировании преобладающее значение имеют гармонические колебания определенной частоты, то можно попытаться так подобрать множитель подобия ξ в [1], чтобы декремент затухания по гипотезе Сорокина, совпал с декрементом затухания по гипотезе Фохта.

ИГИС АН Армянской ССР

Поступило 28.X 1964

Ա. Ա. ՄԿՐՏՉՅԱՆ

ՎԱՍՅՈՒԱՍՍԱՆԻ ԿԻՐԱՌՈՒՄԸ ԿՐՈՒՆՏՆԵՐԻ ԵՎ ԿԱՌՈՒՅՎԱԾՔՆԵՐԻ
ԳԻՆԱՄԻԿ ԳՐԱՑԵՄՆԵՐԻ ՄՈՒԿԵԼԱՅՐՈՒՆ ԸՍՄԱՐ

Ա. մ. փ. ո. փ. ո. ս. մ.

Հայտնի է, որ ինժեներափն տեխոլոգիայի որոշ խնդիրների, առանձնապես հատակադռում ձգված խնդիրները լուծումը պահանջում է հաշվի առնել շենքի հիմքում դրոնտի տատանումների ֆազաների տարբերությունը:

Այդ խնդիր տեսակետից մեր ուսումնասիրություններում ընտրվել է այնպիսի նյութ, որը բավականին ճիշտ մոդելացնի դրոնտների և շինարարական կոսուցվածքների մեխանիկական հատկությունները: Համաձայն մեխանիկական նմանության ընդլայնված թևորիայի արդյունքների [1] հարաբերական դեֆորմացիաները մոդելների վրա, որոնք ունեն ցածր սուսձղականություն մոդուլ,

ստացվում են բավականին մեծ γ ՝ 1 դեպքում, որը հեշտացնում է շափում-ները մոդելների վրա:

Մեր ուսումնասիրություններում մոդելացման համար բնարվել է ցածր առաձգականության մոդուլ ունեցող նյութ՝ վալցմասսա (առաձգականության մոդուլը տատանվում է 0,5—15 կգ/սմ²), իսկ Պուասսոնի դորժակիցը տատանվում է 0,35—0,5: Նյութը բաղկացած է գլխերինից, ժելատինից և օրից:

Կախված նյութի քիմիական բաղադրությունից փոփոխվում է նրա առաձգականության մոդուլը:

Հողվածում բերվում են ցածր առաձգականության մոդուլ ունեցող նյութից պատրաստված աարերի խմբերի նմուշների ստատիկ և դինամիկ փորձարկումները:

Ստացված արդյունքները հնարավորություն են տալիս մոդելացնելու աարերի տիպի զրոնտներ և շինարարական կառուցվածքներ՝ սեյսմիկ ազդեցությունների դեպքում:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Назаров А. Г. О механическом подобии твердых тел и его применении к исследованию строительных конструкций и сейсмостойкости сооружений. Известия АН АрмССР* (серия ТН), № 5 1957, № 6, 1957, № 4, 1958.
2. Брутянян Н. X. Некоторые вопросы теории ползучести. Гостехиздат, М.—Л., 1952.
3. Пановко Я. Г. Внутреннее трение при колебаниях упругих систем. Физматгиз, М., 1960.
4. Назаров А. Г. Метод инженерного анализа сейсмических сил. Изд-во АН АрмССР, изд. 2, 1959.

И. Т. ХАЧАТРЯН

ПРИБЛИЖЕННЫЙ СПОСОБ ИССЛЕДОВАНИЯ
 УСТАНОВИВШИХСЯ КОЛЕБАНИИ В ЛАМПОВЫХ
 ГЕНЕРАТОРАХ

В статье [1] приведена методика исследования нелинейных систем, близких к гармоническому осциллятору, основанная на использовании теоремы С. А. Чаплыгина о дифференциальных неравенствах. В данной заметке приводится приложение этой методики к анализу установившихся колебаний в ламповых генераторах, работа которых достаточно хорошо описывается уравнением Ван-дер-Поля

$$\ddot{x} + x - \epsilon(1 - x^2)\dot{x} = 0, \quad (1)$$

где ϵ — малый параметр. Начальные условия пусть будут заданы в виде $x_0 = A$, $\dot{x}_0 = 0$ при $t = 0$.

Умножив (1) на $dx = \dot{x}dt$ и интегрируя в пределах от $t = 0$, до t , получим уравнение удвоенного баланса энергии

$$\dot{x}^2 + x^2 - A^2 - 2\epsilon \int_0^t \dot{x}^2(1 - x^2) dt. \quad (2)$$

Введя параметр ω , перепишем (2) в виде

$$x^2 + \omega^2 x^2 = \omega^2 A^2 - Q, \quad (3)$$

где

$$Q = (\omega^2 - 1)(A^2 - x^2) - 2\epsilon \int_0^t (1 - x^2)\dot{x}^2 dt. \quad (4)$$

Полагая $Q = 0$, получаем решение уравнения (3) в первом приближении

$$x = A \cos \omega t. \quad (5)$$

Внеся (5) в (4), получим

$$Q = A^2(\omega^2 - 1) \sin^2 \omega t + \epsilon \omega A \left[\frac{1}{2} \sin 2\omega t - \frac{A^2}{16} \sin 4\omega t + \left(\frac{A^2}{4} - 1 \right) \omega t \right]. \quad (6)$$

Чтобы решение во втором приближении было периодическим, последнее слагаемое в квадратной скобке должно быть равно нулю. Следовательно, $A=2$, и мы получаем

$$x = 2 \cos \omega t,$$

$$Q = 4 (\omega^2 - 1 + \varepsilon \omega \sin 2\omega t) \sin^2 \omega t. \quad (7)$$

Неравенства С. А. Чаплыгина — $Q = Q_1 \geq 0$ при $\omega = \omega_1$ и $Q = Q_2 \leq 0$ при $\omega = \omega_2$ — будут записываться так:

$$\omega_1^2 - 1 + \varepsilon \omega_1 \sin 2\omega_1 t \geq 0, \quad (8)$$

$$\omega_2^2 - 1 + \varepsilon \omega_2 \sin 2\omega_2 t \leq 0.$$

Имея целью выбрать одну пару ω_1 и ω_2 для всего интервала времени, мы должны принимать

$$\omega_1^2 - 1 - \varepsilon \omega_1 = 0; \quad \omega_2^2 - 1 + \varepsilon \omega_2 = 0. \quad (9)$$

Следовательно

$$\omega_1 = \sqrt{1 + \frac{1}{4} \varepsilon^2} + \frac{1}{2} \varepsilon; \quad \omega_2 = \sqrt{1 + \frac{1}{4} \varepsilon^2} - \frac{1}{2} \varepsilon, \quad (10)$$

причем $\omega_1 \cdot \omega_2 = 1$.

Подставив (10) в (7), получаем

$$Q_1 = 4 \varepsilon \omega_1 (1 + \sin 2\omega_1 t) \sin^2 \omega_1 t,$$

$$Q_2 = -4 \varepsilon \omega_2 (1 - \sin 2\omega_2 t) \sin^2 \omega_2 t. \quad (11)$$

Внося (11) в (3), получаем уравнения

$$x^2 + \omega_1^2 x^2 = 4\omega_1^2 - Q_1; \quad x^2 + \omega_2^2 x^2 = 4\omega_2^2 - Q_2. \quad (12)$$

Интегрируя уравнения (12), получим граничные кривые, между которыми будет находиться интеграл уравнения (1). Область применимости (12) определяется условием

$$4\omega_1^2 - Q_1^{\max} > 0, \quad (13)$$

откуда получаем $\varepsilon \omega_2 < 4(3 - 2\sqrt{2}) = 0,68$. Учитывая также выражение ω_2 из (10), замечаем, что при этом ε должен находиться в пределах $0 < \varepsilon \leq 1$.

Приближенное решение уравнения (1) можно получить из скорректированного уравнения (3), в котором вместо Q подставляется выражение (7), причем параметр ω будет определяться при помощи (10) формулой

$$\omega^2 = \frac{1}{2} (\omega_1^2 + \omega_2^2) = 1 + \frac{1}{2} \varepsilon^2. \quad (14)$$

Таким образом будем иметь

$$x^2 + \omega^2 x^2 = 4 [\omega^2 - (\omega^2 - 1 + \varepsilon \omega \sin 2\omega t) \sin^2 \omega t]. \quad (15)$$

Полагая ε настолько малым, что можно принять $1 + \varepsilon + \varepsilon^2 = 1 + \varepsilon$, из (14) будем иметь $\omega = 1$. При этом из (15) получаем

$$x^2 + x^2 = 4 (1 - \varepsilon \sin 2t \sin^2 t). \quad (16)$$

Интегрируя (16) получим известное решение

$$x = 2 \cos t - \frac{t}{4} \sin 3t.$$

Арм. НИИЭ

Поступило 20.IX 1966

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Хачатрян Н. Т. Приближенный метод исследования нелинейных систем, близких к гармоническому осциллятору. „Известия АН Армянской ССР“, (сер. технических наук), № 1, 1966.

С. Л. САРДАРЯН

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОЛНЫХ КАПИТАЛЬНЫХ ВЛОЖЕНИЙ
ВОДОХОЗЯЙСТВЕННОГО КОМПЛЕКСА С УЧЕТОМ СРОКА
СТРОИТЕЛЬСТВА

При строительстве водохозяйственного комплекса на величину капитальных вложений влияют производительность живого и овеществленного труда, изменение ежегодных вложений в процессе строительства и ряд других факторов.

В случае, когда строительство осуществляется за короткий период времени можно с известным приближением допустить, что капитальные вложения осуществляются равномерно в течение всего срока строительства. Когда же строительство осуществляется в течение ряда лет, то капитальные вложения вначале возрастают, а затем, по мере завершения строительства, постепенно уменьшаются.

Эту закономерность предлагается представить формулой вида

$$K = K_0 \left(\frac{bt}{T_{ст}} - \frac{ct^2}{T_{ст}^2} \right), \text{ где: } b \text{ и } c \text{ коэффициенты, } K_0 = \int_0^{T_{ст}} K_t dt \text{ — суммарные}$$

капитальные вложения за весь период строительства, $T_{ст}$ — срок строительства, t — год строительства, K — капитальные вложения в t -ий год строительства.

Имея в виду, что $t = T_{ст}$, $K = 0$, после интегрирования получим следующую закономерность распределения капитальных вложений

$$K = \frac{6}{T_{ст}^2} \left(t - \frac{t^2}{T_{ст}} \right). \quad (1)$$

Допустим, что живой труд составляет $1/m$ часть от общих капитальных вложений, тогда доля затрат на овеществленный труд составит $\frac{m-1}{m}$ часть. Если живой труд в данном году обходится

$\frac{k}{m}$ руб., то через год потребуется $(1-\alpha) \frac{k}{m}$ руб. ($\frac{k}{m}$ α — уменьшающаяся часть живого труда в результате повышения производи-

$$x = 2 \cos t - \frac{1}{4} \sin 3t.$$

Арм. НИИЭ

Поступило 20.IX 1966

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Хачатрян Н. Т. Приближенный метод исследования нелинейных систем, близких к гармоническому осциллятору. „Известия АН Армянской ССР“, (сер. технических наук), № 1, 1966.

С. Л. САРДАРЯН

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОЛНЫХ КАПИТАЛЬНЫХ ВЛОЖЕНИЙ
ВОДОХОЗЯЙСТВЕННОГО КОМПЛЕКСА С УЧЕТОМ СРОКА
СТРОИТЕЛЬСТВА

При строительстве водохозяйственного комплекса на величину капитальных вложений влияют производительность живого и овеществленного труда, изменение ежегодных вложений в процессе строительства и ряд других факторов.

В случае, когда строительство осуществляется за короткий период времени можно с известным приближением допустить, что капитальные вложения осуществляются равномерно в течение всего срока строительства. Когда же строительство осуществляется в течение ряда лет, то капитальные вложения вначале возрастают, а затем, по мере завершения строительства, постепенно уменьшаются.

Эту закономерность предлагается представить формулой вида

$$K = K_0 \left(\frac{bt}{T_{ст}} - \frac{ct^2}{T_{ст}^2} \right), \text{ где: } b \text{ и } c \text{ коэффициенты, } K_0 = \int_0^{T_{ст}} K_t dt \text{ — суммарные}$$

капитальные вложения за весь период строительства, $T_{ст}$ — срок строительства, t — год строительства, K — капитальные вложения в t -ий год строительства.

Имея в виду, что $t = T_{ст}$, $K = 0$, после интегрирования получим следующую закономерность распределения капитальных вложений

$$K = \frac{6}{T_{ст}^2} \left(t - \frac{t^2}{T_{ст}} \right). \quad (1)$$

Допустим, что живой труд составляет $1/m$ часть от общих капитальных вложений, тогда доля затрат на овеществленный труд составит $\frac{m-1}{m}$ часть. Если живой труд в данном году обходится

$\frac{k}{m}$ руб., то через год потребуется $(1-\alpha) \frac{k}{m}$ руб. ($\frac{k}{m}$ α — уменьшающаяся часть живого труда в результате повышения производи-

сти труда). Следовательно, фактическое капитальное вложение во втором году будет $k \left(\frac{m-a}{m} \right)$.

По аналогии через t лет потребуется $k \left(\frac{m-a}{m} \right)^{t-1}$ руб. Обозначив через $F = \frac{m-a}{m}$ получим следующую формулу изменения капитальных вложений

$$k_t = kF^{t-1}. \quad (2)$$

С течением времени в связи с техническим прогрессом, ростом производительности труда и снижения стоимости производства, будет иметь место снижение стоимости орудий производства, сырья и материалов, используемых в процессе производства.

Уменьшение стоимости овеществленного труда обозначим через β , а долю затрат овеществленного труда в данном году $\frac{m-1}{m} K$ руб.

Тогда по аналогии с предыдущим через t лет будет иметь $K_t = K \left[1 - \frac{\beta(m-1)}{m} \right]$. Обозначив через $D = \left[1 - \frac{\beta(m-1)}{m} \right]$ получим

$$K_t = KD^{t-1}. \quad (3)$$

В реальных условиях на размер капитальных вложений, вследствие повышения производительности труда, влияют как степень уменьшения величины вложений живого труда, так и степень снижения стоимости овеществленного труда.

В первом году строительства размер капитальных вложений составит K руб., через год при учете одновременного влияния этих факторов, уменьшение капитальных вложений будет $\frac{K}{m} \alpha + k \frac{m-1}{m} \beta$ и

через год потребуется для выполнения работ $K \left[1 - \frac{\alpha + \beta(m-1)}{m} \right]$.

По аналогии в t -ом году получим $K_t = K \left[1 - \frac{\alpha + \beta(m-1)}{m} \right]$.

Обозначив через $S = \left[1 - \frac{\alpha + \beta(m-1)}{m} \right]$ получим

$$K_t = KS^{t-1}. \quad (4)$$

Если капитальные вложения осуществляются в разные сроки, необходимо учитывать ущерб от замораживания средств. В случае когда объект не строится, капитальные вложения можно было бы использовать с эффективностью не ниже нормативной на других объектах, что привело бы к снижению себестоимости продукции на величину $P_n K$ (P_n — коэффициент эффективности), и следовательно к увеличению прибавочного продукта на ту же величину. При капиталь-

ных вложениях в данный объект, до его сдачи в эксплуатацию, по существу народное хозяйство несет ущерб, так как имеет место замораживание капитала. Величина $P_n K$ учитывает ежегодные затраты труда на других предприятиях народного хозяйства по причине отвлечения капитальных вложений на данный объект. Значит, этот ущерб соответствует тому эффекту, который недополучен народным хозяйством. Очевидно, что замораживание материальных ценностей в течение определенного периода, вплоть до момента ввода объекта в эксплуатацию, также вызывает в народном хозяйстве дополнительные затраты труда, которые и должны быть включены в стоимость создаваемого объекта. Значит, стоимость объекта удорожается, если растягивается срок строительства.

Капитальные вложения в первом году строительства составляют K руб. Через год при производительном использовании капитальных вложений получили бы эффект в размере $P_n K$, значит общая сумма капитальных вложений составила бы $K(1 + p_n)$.

По аналогии через t лет капитальные вложения будут эквивалентны сумме: $K(1 + p_n)^{T_{cr}-t}$, где $(1 + p)^{T_{cr}-t}$ — коэффициент приведения.

Определение полных капиталовложений с учетом срока строительства и приведенных выше факторов приводит к следующему уравнению к концу первого года строительства

$$\left[1 - \frac{K}{m} \alpha - K \frac{m-1}{m} \beta \right] = \left[K - \frac{K}{m} \alpha - K \frac{m-1}{m} \beta \right] p_n = \\ = K \left[1 - \frac{\alpha + \beta(m-1)}{m} \right] (1 + p_n).$$

По аналогии к концу t -го года будем иметь

$$K \left[1 - \frac{\alpha + \beta(m-1)}{m} \right]^{t-1} (1 + P_n)^{T_{cr}-t} = K S^{t-1} \cdot L^{T_{cr}-t}, \quad (5)$$

где $L = 1 + p_n$.

Суммарное капитальное вложение за весь срок строительства с учетом всех факторов представит сумму следующего ряда чисел

$$\sum_{t=0}^{t=T_{cr}} K S^{t-1} \cdot L^{T_{cr}-t} = K_0 L^{T_{cr}-1} \cdot \frac{M^{T_{cr}} - 1}{M - 1} = \varphi K_0, \quad (6)$$

где $M = \frac{S}{L}$; $\varphi = L^{T_{cr}-1} \cdot \frac{M^{T_{cr}} - 1}{M - 1}$.

Հիւրավիկա

Վ. Բ.	Հովսեփյան, Տարուսային կայանների մաքսիմալ արտադրողականութան որոշման անմիջական մեթոդ	3
-------	--	---

Հիւրահեղինակ

Վ. Կ.	Քրուտյան, Այուրաբուժական խողովակաւորում հիւրավիկական հարվածի ազդեցութեանը հիզրատորրինների լավագոյն զեկազարման վրա	10
Ս. Պ.	Նյերակովա, Հենդղետիկական սխառմաների զարգացման պլանաբորման ժամանակ պիկային և բադիսային նարուխյունների սպաիմալ հարաբերութիւնը	17
Է. Է.	Նովիննիսյան, Հաղեցման դրոսնչի բնութագրի հաշվարկ	23

Ձօվողական հեղինակ

Ջ. Ա.	Պետրոսյան, Էլեկտրասկուստիկ արակտով շախումների դեպքում զրանցման վերձանման մի եղանակի մասին	30
Պ. Ե.	Հովսեփյան, Ի. Ե. Աղսւմյան, Ջրի փոքր արաջութիւնների տվիչներ աստիճանաթորոյ կիսաաւտոմատ վար	35

Հինարարական կոնստուկցիաներ

Ս. Ա.	Քոստյուստյան, Այլումիերի Մ 16-Ը նոմաձայլմանքից պատրաստված Հ-ձեր կարգվածը ունեցող սպայկենտրոն սեղմված ձողերի կրողունակութիւնը նոսազոտութիւնը	40
-------	---	----

Ինձենեւային սեյամադրիւմ

Ս. Վ.	Ձաւսոյան, Չինամիկական եմաեութեան դեպքում զրոպիտացիոն ուժի մոդելացման եղանակ	50
Ս. Ա.	Մկրտչյան, Վալցմասսայի կիրառումը գրանանների և կառուցվածքների դինամիկ պրոցեսների մոդելացման համար	56

Գիտական նսքեր

Ե. Թ.	Խոշարյան, Համպոյին դենեքատորներում կայունացած տատանումների նետազոտման մոտադր եղանակ	62
Ս. Կ.	Սարգսյան, Ջրա-տեսեսական կոմպլեքսում լրիվ կապիտալ ներդրումների որոշումը՝ շինարարութիւնը մշակեաի նաշվաստմով	64

СО Д Е Р Ж А Н И Е

Стр.

Гидравлика

- В. М. Овсепян.* Метод непосредственного определения максимальной пропускной способности таранной установки 3

Гидротехника

- В. К. Брутян.* Влияние гидравлического удара в системе разветвленных трубопроводов на оптимальное управление гидротурбины 10
- О. П. Шербакова.* Оптимальное соотношение между вводимыми мощностями пиковых и базисных электростанций 17

Электротехника

- Э. Л. Оганесян.* Расчет характеристики дросселя насыщения 23

Измерительная техника

- Э. А. Дастакян.* Об одном методе расшифровки записи при измерениях электроакустическим трактом 30
- К. Х. Овсепян, Р. Е. Адамян.* Полуавтоматический лоток для тарировки датчиков малых скоростей водного потока 35

Строительные конструкции

- С. А. Багдасарян.* Исследование несущей способности внецентренно сжатых стержней П-образного сечения из алюминиевого сплава А10-Г 40

Инженерная сейсмология

- Ж. В. Захарян.* Способ моделирования гравитационных сил при динамическом подобии 50
- А. А. Мкртчян.* О применении вальца массы для моделирования динамических процессов в грунтах и сооружениях 56

Научные заметки

- И. Т. Хачатрян.* Приближенный способ исследования установившихся колебаний в ламповых генераторах 62
- С. Л. Сардарян.* Определение полных капитальных вложений подхозийственного комплекса с учетом срока строительства 64



Технический редактор Л. АЗИЗБЕКЯН

ВФ 04622. Подписано к печати 21.V 1966 г. Тираж 600 экз. Изд. 2663. Заказ 122.
Формат бумаги 70 × 108¹/₁₆. Печ. л. 4,25. Бум. л. 2,13. Усл. печ. л. 5,82.
Уч. изд. лист. 4,1.

Типография Издательства АН Армянской ССР, Ереван. Барекзутян, 24