

ՀԱՅԿԱԿԱՆ ՍՍՀ
ԳԻՏՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐԻ ԱԿԱԴԵՄԻԱՅԻ

ՏԵԴԵԿԱԳԻՐ ИЗВЕСТИЯ

АКАДЕМИИ НАУК АРМЯНСКОЙ ССР

ՏԵԽՆԻԿԱԿԱՆ ԳԻՏՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐԻ ՍԵՐԻԱ
СЕРИЯ ТЕХНИЧЕСКИХ НАУК

ԽՐԴԱԿՐԱԿԱՆ ԿԱՐԴԻՆՈՒ

Կասյան Դ. Վ. (պատ. խմբագիր), Եղոնց Հ. Տ. (պատ. խմբագրի տեղակալ), Ալեքսեևսկի Վ. Վ.,
Անանյան Ա. Կ., Իսրոյան Տ. Ա., Չաղոյան Դ. Ա., Կազարեով Ա. Գ., Տեր-Ազատի Ի. Ա., Փինշա-
յան Վ. Վ. (պատ. խմբագրի տեղակալ)

Պատասխանատու քարոզիչար Ստեփանյան Զ. Կ.

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ

Касьян М. В. (ответ редактор), Еглонц Г. Т. (зам. ответ редактора), Алексеевский
В. В., Ананян А. К., Гароян Т. А., Зидоян М. А., Назаров А. Г., Пинаджян В. В. (зам.
ответ редактор), Тер-Азаров Н. А.
Ответственный секретарь Степанян З. К.

Խմբագրության տեղանք՝ Երևան—1, Արտվյան փող. 15.

Адрес редакции. Ереван—1, ул. Абовяна, 15.

МАШИНОСТРОЕНИЕ

М. В. КАСЬЯН, Г. Б. БАГДАСАРЯН, Г. А. АРТУНЬЯН

ХАРАКТЕРИСТИКА КОЛЕБАНИЙ НЕКОТОРЫХ УЗЛОВ СТАНКА 7М36 ПРИ РЕЗАНИИ

Широкий спектр вынужденных колебаний, возникающих при работе металлорежущих станков от привода, неуравновешенностей движущихся деталей, неравномерности снимаемого слоя, автоколебательных процессов, усложняет использование возможностей станка и инструмента, отражаясь на показателях качества поверхности.

В работе [1] освещались результаты исследований собственных колебаний станины станка 7М36. Настоящая статья посвящена изучению динамической характеристики колебательной системы в процессе резания. Уравнения движения системы составлены согласно расчетной схеме, которая состоит из отдельных сосредоточенных масс, соединенных упругими связями. При этом выделены обобщенные параметры, сокращено число учитываемых степеней свободы с анализом возможного влияния отбрасываемых обобщенных координат. Максимально упрощенная расчетная схема отражает основные качественные особенности процесса колебаний, приводит к плоской задаче и разрешает, с достаточной для практики точностью, использовать уравнения Лагранжа, условно рассматривая силы сопротивления как линейные функции скорости. Эти допущения отражены на расчетной схеме станка, приведенной на рис. 1.

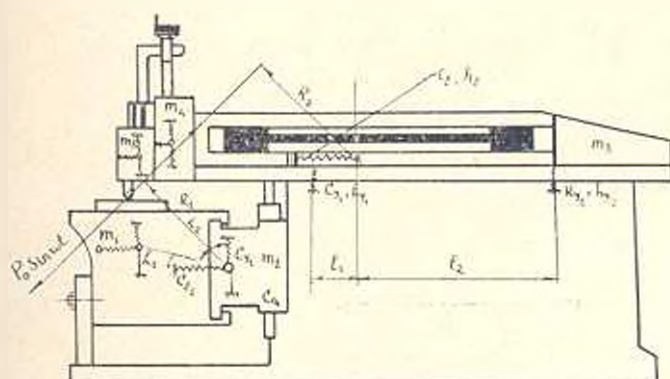


Рис. 1. Схема строгального станка 7М36 в общем виде.

Необходимыми данными являются: обрабатываемый металл — железо Армико; скорость резания $v=8$ м/мин; подача $s=0,5$ мм/об. х; глубина резания $t_p=1$ мм; привод станка — гидравлический.

Равнодействующая сил резания $P=P_x \sin \alpha$ составляет с направлением движения инструмента угол α и ее проекция на направление z будет

$$P_z = P_0 \sin \alpha \cos \gamma, \quad (\cos \gamma = P_x/P; \sin \gamma = P_y/P).$$

С целью решения соглщенного уравнения Лагранжа для системы «стол-ползу» (рис. 1) необходимо соединить две массы, из которых одна является подвижной, а другая — неподвижной. Такое соединение допускает три степени свободы и сокращает число узлов станка, входящих в систему, для которых составляются уравнения движения. Тогда расчетная схема колебательной системы ползуна и стола может быть принята в виде, приведенном на рис. 2.

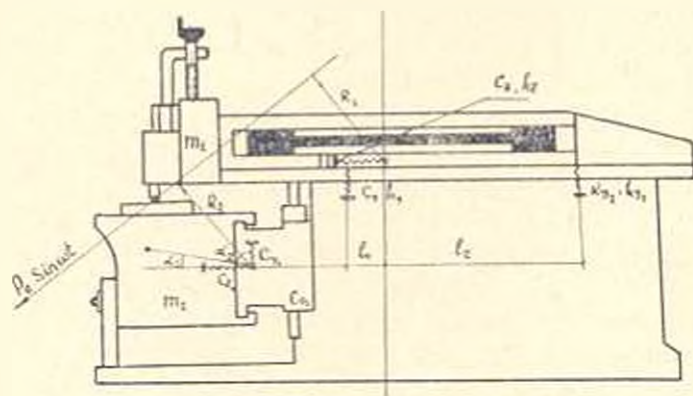


Рис. 2. Упрощенная расчетная схема станка 7М36.

В этой схеме узлы ползуна и стола замечены жесткими телами с соответствующими массами m_1 и m_2 . Уравнения этой системы, полученные с применением уравнения Лагранжа, будут:

для ползуна

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{z} + h_z \dot{z} + C_z z &= P_x \sin \alpha t; \\ m_1 \ddot{y} + (h_{y1} + h_{y2}) \dot{y} + (h_{y1} l_1 - h_{y2} l_2) \dot{\varphi} + (C_{y1} + C_{y2}) y + \\ &+ (C_{y1} l_1 - C_{y2} l_2) \varphi = P_y \sin \alpha t; \\ I_1 \ddot{\varphi} + (h_{\varphi1} l_1^2 + h_{\varphi2} l_2^2) \dot{\varphi} + (h_{\varphi1} l_1 - h_{\varphi2} l_2) \dot{y} + (C_{\varphi1} l_1^2 + C_{\varphi2} l_2^2) \varphi + \\ &+ (C_{\varphi1} l_1 - C_{\varphi2} l_2) y = M_1 \sin \alpha t, \end{aligned} \quad (1)$$

для стола

$$\left. \begin{aligned} m_z \ddot{z}_1 + m_z l_1 \cos \alpha_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 + h_z \dot{z}_1 + C_z z_1 &= P_z \sin \omega t; \\ m_y \ddot{y}_1 + m_y l_1 \sin \alpha_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 + h_y \dot{y}_1 + C_y y_1 &= P_y \sin \omega t; \\ (l + m_z l_1) \ddot{z}_1 + m_z l_1 \cos \alpha_1 \cdot \ddot{z}_1 + m_y l_1 \sin \alpha_1 \cdot \ddot{y}_1 + h_0 \dot{\varphi}_1 &+ C_0 \varphi_1 = M_2 \sin \omega t. \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

Обозначая через a_{ij} , b_{ij} , c_{ij} соответствующие постоянные уравнений (1) и (2), получим однородные уравнения в следующем виде: для ползуна

$$\left. \begin{aligned} a_{11} \ddot{z} + b_{11} \dot{z} + c_{11} z &= P_z \sin \omega t; \\ a_{22} \ddot{y} + b_{22} \dot{y} + b_{23} \dot{z} + c_{22} y + c_{23} z &= P_y \sin \omega t; \\ a_{33} \ddot{\varphi} + b_{33} \dot{\varphi} + b_{32} \dot{y} + c_{12} z + c_{32} y &= M_1 \sin \omega t, \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

для стола

$$\left. \begin{aligned} a_{11} \ddot{z}_1 + b_{12} \ddot{\varphi}_1 + b_{11} \dot{z}_1 + c_{11} z_1 &= P_z \sin \omega t; \\ a_{22} \ddot{y}_1 + a_{23} \ddot{\varphi}_1 + b_{22} \dot{y}_1 + c_{22} y_1 &= P_y \sin \omega t; \\ a_{33} \ddot{\varphi}_1 + a_{31} \ddot{z}_1 + b_{33} \dot{\varphi}_1 + b_{31} \dot{z}_1 + c_{33} \varphi_1 &= M_2 \sin \omega t. \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

Для решения уравнений (3) и (4) необходимо определить все значения постоянных коэффициентов. При определении коэффициента жесткости основных узлов станка принимается, что основная часть перемещений деталей в стыках падает на долю перемещений, происходящих в соединениях деталей, и лишь небольшая часть их происходит вследствие упругости самих деталей [2]. Зная величину коэффициента контактной податливости C_0 для различных соединений, можно в первом допущении определить коэффициент жесткости

$$C = \frac{\gamma_0 F_n}{C_0}, \quad (5)$$

где γ_0 — коэффициент, зависящий от площади поверхности стыка, ($\gamma_0 = 0,1$, когда площадь плоская); F_n — площадь поверхности стыка или соединения.

При расчете C использовались данные [3]. Площадь поверхности стыка или соединения F_n можно подсчитать согласно рис. 3 и 4. В табл. 1 приведены все данные по определению коэффициента жесткости C . Для определения коэффициента сопротивления стыковых соединений h пользуемся величиной рассеяния энергии ψ_1 , т. е. основной характеристикой демпфирующих свойств колебательной системы

$$\psi_1 = \frac{\Delta}{V_{\text{пот}}}, \quad (6)$$

Таблица 1

Узел	Ось перемещения	Ширина грани a , в см	Длина грани L , в см	Площадь грани F , в см ²	Коэффициент C_0 в 10^{-3} кг/см ³	Коэффициент C_1 в 10^3 кг/см
Подушн	y	3.5	102.0	357	1	35.7
	z	12.0	25.5	306	1	30.6
	x	9.0	70.0	630	1	63.0
Стол	y ₁	4.0	55.0	220	1	22.0
	z ₁	12.0	45.0	540	1	54.0

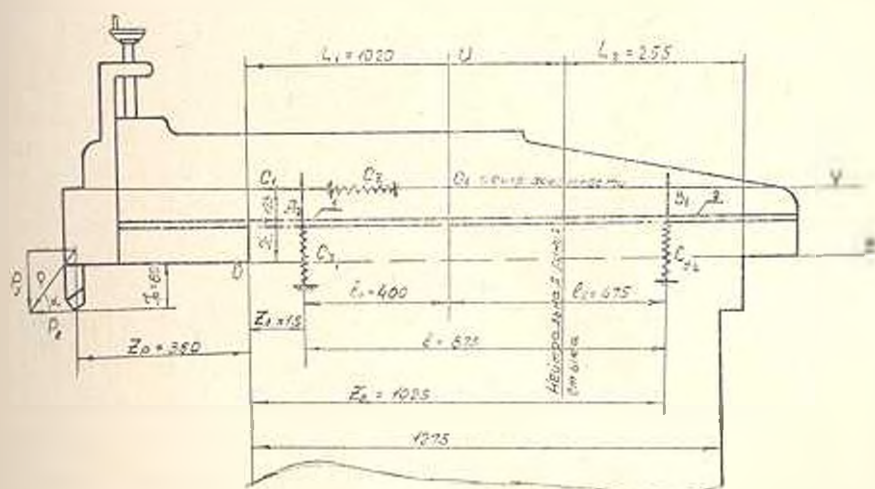


Рис. 4. Расчетная схема подшума станка

При определении коэффициентов жесткости и сопротивления (значения h приведены в табл. 2), отнесенные к центру жесткости стола, исходим из того, что силы сопротивления вызывают момент относительно центра жесткости O_2 (рис. 4), который равен произведению угла поворота стола φ_0 на коэффициент C_0 , т. е.

$$M_0 = I_K A_1 = I_K B_1 = \varphi_0 C_0, \quad (8)$$

Дифференцируя (8) по времени, получим

$$\frac{dM_0}{dt} = \frac{d(I_K A_1 + I_K B_1)}{dt} = \frac{d(\varphi_0 C_0)}{dt}, \quad (9)$$

Следовательно,

$$(h_z I_K l_1 + h_z I_K l_2) \frac{d\varphi_0}{dt} = h_0 \frac{d(\varphi_0 C_0)}{dt}, \quad (10)$$

Откуда следует, что

$$h_0 = h_z (I_K l_1 + I_K l_2), \quad (11)$$

где h_z —коэффициент сопротивления стола в $\text{кг} \cdot \text{сек}^2/\text{см}$; l_1, l_2 —расстояния соответствующих реакций от точки O_2 , являющейся принятой точкой системы; l_{R_1}, l_{R_2} —ординаты центра жесткости данной системы, которые определяются из соображения, что сила резания, приложенная в точке O_2 , принимаемой за центр жесткости, вызывает реакцию, пропорциональную жесткости C и перемещению z на соответствующих гранях, т. е. $A_1 = C_2 z_1$ и $B_1 = C_2 z_2$. Составляя уравнения моментов относительно O_2 , получим:

$$l_{R_2} = \frac{B_1 h}{A_1 + B_1} = \frac{z_2 h}{z_1 + z_2} = 13,1 \text{ см}; \quad l_{R_1} = h - l_{R_2} = 25 \text{ см}.$$

Таблица 2

Узел	Опорные реакции R_i в кг	Площадь грани F_i в см^2	z_i от O_2 в $\text{кг} \cdot \text{см}^2$	Расстояние z_i в см	C_i в $10^3 \text{ кг}^2/\text{см}$	Масса m_i в $\text{кг} \cdot \text{сек}^2/\text{см}$	Кoeff. сопр. h_i в $\text{кг}^2/\text{сек}^2 \cdot \text{см}$
Ползу	$A_1 = 103$	357	0,290	1,91	35,7	0,22	38,1
	$B_1 = 25$	306	0,082	2,90	30,6	0,22	54,3
	$C_1 = 153$	630	0,240	2,01	63,0	0,22	54,0
Стол	$A_2 = 301$	540	0,535	1,71	51,0	0,42	30,5
	$B_2 = 158$	540	0,290	1,71	51,0	0,42	30,5
	$C_2 = 78$	220	0,350	1,78	22,0	0,42	20,1

Угол поворота стола φ_0 относительно поперечины определяется формулой [2]

$$\varphi_0 = C_0 \frac{z_{A_1} + z_{B_1}}{h} = 0,6 C_0 \rho_{10}. \quad (12)$$

Подсчеты C_0 и h_0 приведены в табл. 3.

Таблица 3

Ползу	a_{11} a_{22}	b_{11}	c_{11}	b_{22}	b_{21} b_{12}	c_{22}	c_{21} c_{12}	a_{23}	b_{32}	c_{32}	M_1
	0,22	54	110	92,4	1056	$66,3 \cdot 10^3$	255	180	$184 \cdot 10^3$	$1275 \cdot 10^3$	5643
Стол	a_{11} a_{22}	a_{12} a_{21}	b_{11}	c_{11}	a_{23}	c_{22}	b_{22}	a_{33}	b_{32}	c_{33}	M_2
	0,42	5,3	30,5	$54 \cdot 10^3$	16,4	$22 \cdot 10^3$	20,1	955	25370	$960 \cdot 10^3$	10315

Таким образом, имея значения коэффициентов и подставляя их в уравнения (1) и (2), получим и выше аналогичные уравнения. Частное решение характеристического уравнения ищется в форме:

$$z = k_1 e^{p_1 t}; \quad y = k_2 e^{p_2 t}; \quad \varphi = k_3 e^{p_3 t}; \quad z_1 = k_4 e^{p_4 t};$$

$$y_1 = k_1 e^{i\omega t}; \quad \varphi_1 = k_2 e^{i\omega t}.$$

Так как здесь имеется комплексное решение вида $f(t) = u(t) + iv(t)$ линейного дифференциального уравнения с действительными коэффициентами, то функции $u(t)$ и $v(t)$ в отдельности являются решениями уравнения $L(t) = 0$ (дифференциальный оператор):

$$L(t) = L[u(t) + iv(t)] = L[u(t)] + iL[v(t)]. \quad (13)$$

Согласно (3) и (4), комплексному корню $\lambda = \alpha \pm i\beta$ соответствуют два действительных решения: $e^{\alpha t} \cos \beta t$ и $e^{\alpha t} \sin \beta t$.

Окончательное решение неоднородных уравнений (3) и (4) в общем виде будет:

$$\left. \begin{aligned} z &= A_0 e^{-1.2t} \sin(1000t + \varphi_0) + B_0 \sin(\omega t + \varphi_0); \\ y &= A_1 e^{-0.1t} \sin(451t + \varphi_1) + B_1 \sin(\omega t + \varphi_1); \\ \varphi &= A_2 e^{-2.7t} \sin(1410t + \varphi_2) + B_2 \sin(\omega t + \varphi_2). \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

для стола

$$\left. \begin{aligned} z_1 &= A_3 e^{-0.2t} \sin(400t + \varphi_3) + B_3 \sin(\omega t + \varphi_3); \\ y_1 &= A_4 e^{0.1t} \sin(280t + \varphi_4) + B_4 \sin(\omega t + \varphi_4); \\ \varphi_1 &= A_5 e^{-1.8t} \sin(820t + \varphi_5) + B_5 \sin(\omega t + \varphi_5). \end{aligned} \right\} \quad (15)$$

Полученные уравнения перемещения системы показывают, что колебания, в основном, затухающие. В результате система быстро возвращается к прежнему состоянию (до процесса резания). Из полученных расчетных выражений можно судить об устойчивости системы.

Расчетами получены соответствующие значения перемещений колебательной системы «стол-ползун», по которым определялись амплитуды, фазы и частоты упругой системы.

С целью проверки достоверности приведенных аналитических расчетов проводилась серия опытов на станке при резании железа Армо с изменением скорости резания в пределах 3 : 47 м/мин. Как показы-

Таблица 4

Скорость, в. м.м/сек	Перемещение, в.м.м				Частота, в сек ⁻¹		Силы резания, в кг	
	z_0 экспе- рим.	z_0 расчетн.	y_0 экспе- рим.	y_0 расчетн.	ω экспе- рим.	ω расчетн.	P_x	P_y
50	0.064	0.05	0.042	0.03	360	300	165	90
133	0.097	0.08	0.067	0.05	458	400	153	78
208	0.157	0.20	0.132	0.13	654	600	159	92
275	0.255	0.30	0.183	0.17	774	700	174	104
333	0.301	0.36	0.220	0.20	986	900	180	114
400	0.345	0.40	0.242	0.22	1124	1100	195	136
600	0.402	0.45	0.287	0.25	1622	1600	204	151
783	0.481	0.50	0.320	0.30	2151	2100	180	140

няют опыты, чем больше скорость резания, тем больше частота колебания системы, и амплитуды не претерпевают заметных изменений в этом диапазоне скоростей. Это означает, что стол станка колеблется интенсивнее, чем резец. Результаты аналитических и экспериментальных исследований приведены в табл. 4.

Хорошая сходимость расчетных и экспериментальных данных свидетельствует о правильности составления расчетных схем и применения уравнения Лагранжа.

Поступило 10.1.1973.

ԻՐ. Վ. ԿԱԶՅԱՆ, Հ. Բ. ԲԱԼԴԱՏԱՐՅԱՆ, Գ. Ա. ԱՐՄԵՆՅԱՆ

7М36 ՀԱՍՏԱՌԻ ՈՐԻՇ ՀԱՆԳՈՒՅՑՆԵՐԻ ՏԱՏԱՆՈՒԿՆԵՐԻ ԲԵՐԻՔԱԳԻՐԻ ԿՏՐՈՒՄԵՆ ԺԱՄԱՆԱԿ

Ա. մ. փ. ո. փ. ո. մ.

Հստ հաստոցի հաշվարկային սխեմայի տրամադման և անդամ-սողակ սխեմայի շարժման համապատասխանությունը որոշելու և անհամապատասխանությունները պակասեցնելու իրար միացնող ստադիակոն կապերի վրա կրճատված և սխեմայի աղատամբյան տատիկաները՝ նկատի ունենալով բնականացված կոորդինատների ազդեցությունը, ենդիրը բերված է հարկ խնդրի և լուծված է կադրանտի համապատասխան միջոցով: Ստացված հաշվարկային համապատասխանությունը ստուգվել է փորձով: Հաշվարկային և փորձնական արդյունքները տալիս են բավարարող ցուցանիշներ:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Казьян М. В., Балдасарян, Г. Б., Арутюнян Г. А. Собственные колебания станины строгального станка типа 7М36. «Известия АН Арм ССР (серия Т. II)», т. XXV, № 2, 1972.
2. Никитин Б. В. Расчет динамических характеристик упругой системы поперечно-строгального станка. «Известия ВЗЭ, Машиностроение», № 2, 1962.
3. Каминский В. В., Левакин З. М., Решетов Д. И. Станины и корпусные детали металлорежущих станков. Машинд., 1960.

МАШИНОСТРОЕНИЕ

Э. Л. ДЖАВАДЯН

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ШАТУННО-КУЛАЧКОВЫХ
 И ТРЕХЗВЕННЫХ КУЛАЧКОВЫХ МЕХАНИЗМОВ

В данной работе дается сравнительный анализ многозвенных шатунно-кулачковых и трехзвенных кулачковых механизмов.

Сравнение ведется для двух схем (рис. 1) шатунно-кулачковых и эквивалентных трехзвенных кулачковых механизмов. Эквивалентным назван такой трехзвенный кулачковый механизм, ведомое звено которого имеет те же геометрические, кинематические и конструктивные параметры, что и ведомое звено шатунно-кулачкового механизма. Другими словами, ведомые звенья шатунно-кулачкового и эквивалентного трехзвенного кулачкового механизмов имеют одни и те же размеры, перемещения, законы движения, одинаково нагружены. Кулачки в обоих шатунно-кулачковых механизмах профилированы тремя дугами окружностей.

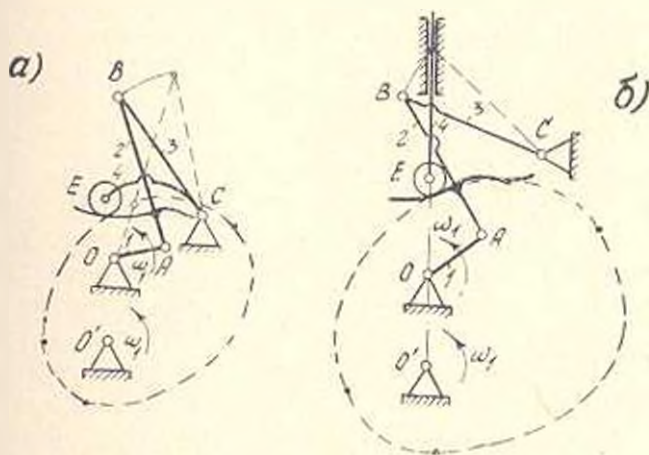


Рис. 1

В коромысловом механизме (рис. 1, а) на участке удаления законы движения звеньев 3 и 4 совпадают [2].

Эквивалентные трехзвенные кулачковые механизмы на рис. 1 показаны пунктиром.

1°. Шатунно-кулачковые и эквивалентные трехзвенные кулачковые механизмы сначала сравниваются по абсолютной угловой скорости и ускорению ролика при чистом качении последнего. Эти параметры

нужны для анализа потерь на трение в кинематических парах ролика, а также для анализа условия качения ролика в сравниваемых механизмах.

Для механизма (рис. 1,а) на участке удаления коромысло CB и шатуна EC движутся как одно целое ($\omega_{BC} = \omega_{EC} = \omega_1$) и расстояние между шарнирами B и E не меняется. Если сообщить всему механизму общую угловую скорость ω_1 , то шарниры B и E окажутся неподвижными, и передаточный ролик — кулачок можно представить как обыкновенную фрикционную передачу, для которой без учета проскальзывания имеем

$$i = i_{21} = \frac{b-a+r}{r}, \quad (1)$$

где i_{21} — передаточное отношение от ролика 2 к кулачку 1 в обратном движении; a , b — соответственно абсолютные длины кривошипа и шатуна; r — радиус ролика. С другой стороны, в обратном движении

$$i = \frac{\omega_1 - \omega_2}{\omega_2 - \omega_3},$$

откуда

$$\omega_1 = i\omega_2 \quad (i-1)\omega_3, \quad (2)$$

где ω_1 — угловая скорость ролика при чистом качении в высшей паре; ω_2 и ω_3 — соответственно угловые скорости кулачка и коромысла.

Дифференцируя выражение (2), получим

$$\varepsilon = i\varepsilon_2 \quad (i-1)\varepsilon_3, \quad (3)$$

где ε — угловое ускорение ролика при чистом качении; ε_2 и ε_3 — угловые ускорения кулачка и коромысла.

Угловую скорость и угловое ускорение эквивалентных трехзвенных механизмов найдены по планам скоростей и ускорений.

Из приведенных на рис. 2 графиков видно, что в шатуно-кулачковых механизмах максимальные по модулю угловая скорость и угловое ускорение ролика соответственно в 5–6 и 2–3 раза меньше, чем те же параметры в эквивалентных трехзвенных кулачковых механизмах, показанных пунктиром. Кроме того, в шатуно-кулачковых механизмах имеется значительный участок ab замедленного вращения ролика при удалении ведомого звена, между тем в трехзвенных кулачковых механизмах в большинстве случаев этот участок отсутствует.

Из силовых характеристик анализируются угол давления, реакция в высшей паре, момент на ведущем валу и к. п. д. сравниваемых механизмов.

2. С точки зрения уменьшения углов давления в высшей паре шатуно-кулачковые механизмы обладают большими возможностями. В шатуно-кулачковом механизме (рис. 1,а) можно получить постоянное, в том числе и нулевое, значение как расчетного, так и действитель-

нию угла давления в высшей паре на одной из фаз движения ведомого звена (скажем, при рабочем ходе). При этом в отличие от трехзвенных кулачковых механизмов кулачок можно профилировать дугой окружности [2]. Следовательно, по сравнению с трехзвенными кулачковыми механизмами в шатуно-кулачковых механизмах при одинаковом нагружении ведомого звена можно уменьшить реакцию в кулачковой паре, что при прочих равных условиях приведет к уменьшению износа профиля кулачка.

3. Далее анализируются мощности, теряемые на трение в кинематических парах ролика сравнимых механизмов. Во вращательной паре «ролик—ведомое звено» мощность, расходуемая на трение (при чистом качении ролика), в шатуно-кулачковых механизмах в 5—6 раз ниже, чем в эквивалентных трехзвенных кулачковых механизмах (рис. 3). Такое уменьшение мощности—результат уменьшения в шатуно-

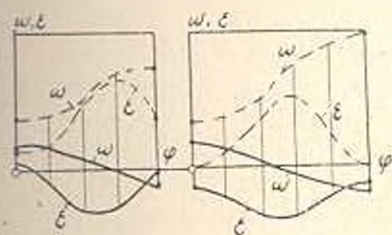


Рис. 2.

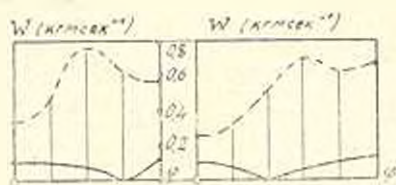


Рис. 3.

но-кулачковых механизмах относительных угловых скоростей (ролика относительно ведомого звена) с одной стороны и усилий, действующих на ролик, с другой стороны. Уменьшение мощности, теряемой на трение, наблюдается и в высшей паре шатуно-кулачковых механизмов.

Для шатуно-кулачкового механизма (рис. 1,а) приняты следующие исходные данные: $OA=64$ мм; $AB=206$ мм; $BC=200$ мм; $OC=138$ мм; $AS_0=21$ мм; $r=20$ мм. Штанга EC при удалении нагружена постоянным суммарным моментом сопротивления $M_4=8$ кгГм. Вес шатуна $G_2=6$ кг, силы инерции не учитываются. Приведенный коэффициент трения в паре кулачок-ролик $f_{23}=0.3$, угол трения $\varphi_{23}=-17^\circ$. Радиусы кругов трения в шарнирах A, B и C равны $\rho=f_{01}r_u=8$ мм.

К. п. д. определяется как отношение моментов на ведущем валу, найденных с учетом и без учета трения в кинематических парах [4]. Из графиков, показанных на рис. 1,а, следует, что, несмотря на увеличение числа кинематических пар, в шатуно-кулачковом механизме как мгновенные значения к.п.д., так и среднее его значение значительно выше, чем в эквивалентном трехзвенном коромысловом кулачковом механизме.

Для шатуно-кулачкового механизма с толкателем (рис. 1,б) выбраны следующие данные: $OA=92$ мм; $AB=210$ мм; $BC=200$ мм;

$OC = CE = 223 \text{ мм}$; $AS_2 = 42 \text{ мм}$; радиус ролика $r = 20 \text{ мм}$; длина и диаметр отверстия направляющих толкателя соответственно $H = 130 \text{ мм}$ и $d = 16 \text{ мм}$. Толкатель нагружен на участке удаления постоянной осевой силой $P_1 = 100 \text{ кг}$. Коэффициент трения в паре „кулачок-ролик“ $f_{23} = 0,3$, в паре „направляющий толкатель“ $f_{11} = 0,1$. Радиусы кругов трения в ширинах O , A , B и C $\rho = f_{11}r_{11} = 0,2 \cdot 21 = 4 \text{ мм}$. Вес толкателя $G_1 = 4 \text{ кг}$, вес шатуна-кулачка $G_2 = 6 \text{ кг}$, центральный момент инерции шатуна $I_{S_2} = 0,04 \text{ кг.м}^2/\text{сек}^2$.

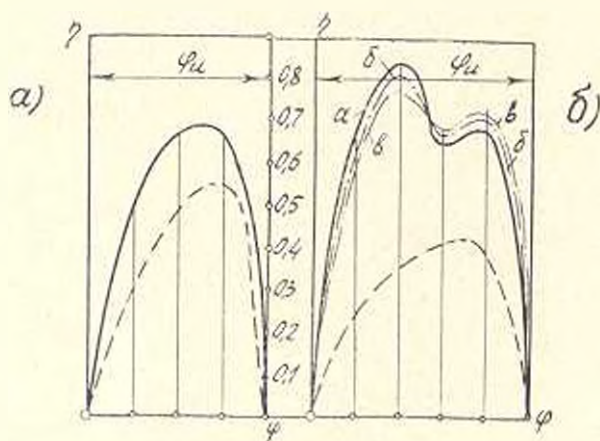


Рис. 4.

При сравнении к.п.д. механизмов с роликовым толкателем (кривые а и б на рис. 4,б) выяснилось, что в шатуно-кулачковом механизме значения к.п.д. в среднем в два раза больше, чем в эквивалентном трехзвенном кулачковом механизме, причем параметры эквивалентного трехзвенного механизма были выбраны по методике, обеспечивающей наибольшее значение его среднего к.п.д. [4].

5. Далее рассматривается влияние на к.п.д. сил инерции звеньев шатуно-кулачкового механизма с толкателем (при двух значениях числа оборотов ведущего кривошипа: $n_1 = 150 \text{ об/мин}$, $n_1 = 300 \text{ об/мин}$. В этом случае в формулу для определения к.п.д. входит мощность, необходимая для сообщения звеньям механизма ускорения, называемая кинематической мощностью. При расчете не учитывались веса звеньев (механизм расположен в горизонтальной плоскости) и сила инерции коромысла базисного четырехзвенника. Последнее допущение дает возможность точного определения реакций в кинематических парах с учетом трения в них.

По полученным данным построены графики изменения мгновенного к.п.д. шатуно-кулачкового механизма (рис. 4,б), на основании которых можно утверждать, что на участке ускоренного движения мгновенные значения к.п.д. без учета сил инерции (кривая а) выше, чем с учетом сил инерции кулачка и толкателя (кривая б) и при

увеличении скорости вращения ведущего кривошипа мгновенные значения к.п.д. уменьшаются (кривая в). На участке замедленного движения наблюдается обратная картина. Объясняется это тем, что для сообщения звеньям механизма ускорения необходима добавочная мощность, что приводит к уменьшению к.п.д. механизма на участках их ускоренного движения. Накопленная при этом кинетическая энергия звеньев механизма отдается обратно при их замедленном движении, что приводит к уменьшению потребной мощности движущих сил, следовательно, к увеличению к.п.д. при замедленном движении звеньев механизма. Таким образом, учет сил инерции звеньев шатуно-кулачкового механизма приводит к перераспределению мгновенных значений к.п.д. (по сравнению со случаем, когда силы инерции не учитываются) с их увеличением на участке замедленного движения звеньев механизма.

б). Далее анализируется условие качения ролика в сравниваемых механизмах.

Скольжение в высшей паре можно характеризовать коэффициентом проскальзывания.

$$\eta = \frac{\omega - \omega_0}{\omega} \quad (3)$$

В формулах (3)–(6) приняты следующие обозначения: ω_0 , ε_0 и ω , ε — угловые скорости и ускорения ролика с учетом и без учета проскальзывания; r , I , M — соответственно радиус, момент инерции ролика и суммарный момент на нем; f_0 , k — коэффициенты трения скольжения и качения в высшей паре; R_0 и ρ_0 — полная реакция и радиус круга трения и цапфы ролика; φ , f , N — соответственно приведенный угол, коэффициент трения и нормальная реакция в высшей паре; $\tau = 2,8 : 6,5$ — коэффициент пропорциональности.

Точное определение переменного коэффициента η не представляется возможным даже для простейшей фрикционной передачи. Его можно найти по приближенной эмпирической формуле [1]:

$$\eta = \tau \ln \frac{f_0}{f_0 - \frac{k}{r} - \frac{M}{kN}} \quad (4)$$

Фактическое угловое ускорение ролика (при наличии проскальзывания) зависит не только от коэффициента η проскальзывания, но и от скорости его изменения.

$$\varepsilon_0 = \frac{d\omega_0}{dt} = \tau(1 - \eta) - \omega^2 \frac{d\eta}{dt}$$

Точное определение фактического углового ускорения приводит к сложному дифференциальному уравнению. Поэтому при анализе условия качения ролика и его проскальзывания заменяют фактическое значение углового ускорения ролика с его значением при чистом качении, т. е. полагают, что $\varepsilon_0 = \varepsilon$.

В кулачковом механизме с роликовым толкателем условие качения ролика имеет вид [3]:

$$kN + r/R_0 + I_2 \varphi \leq f r N,$$

которое² после подстановки значения $N = A_0 - R_0 \cos \varphi$ принимает следующий вид:

$$q - \frac{r}{N} \leq \frac{1}{f} \left(f r - k - \frac{r_0}{\cos \varphi} \right). \quad (5)$$

Формула (4) после подстановки значения [1]

$$M = r_0 R_0 + kN + I_2 \varphi$$

и преобразований приводится к виду

$$\alpha = \alpha \ln \frac{f_0 + \frac{k}{r} - 1 - \frac{r_0}{k \cos \varphi} - \frac{I_2}{kN}}{f_0}. \quad (6)$$

Выражения (5) и (6) содержат параметр $q = r/N$, уменьшение которого приводит к уменьшению проскальзывания ролика.

Сравнительный анализ шатунино-кулачковых и эквивалентных трехзвенных кулачковых механизмов по этому параметру позволяет заключить, что на участках ускоренного вращения ролика в шатунино-кулачковом механизме по сравнению с эквивалентным трехзвенным кулачковым механизмом ускорение ролика уменьшается больше, чем нормальная реакция в высшей паре, указанный параметр уменьшается и приводит к уменьшению проскальзывания ролика на этих участках. На участках замедленного вращения ролика в шатунино-кулачковом механизме указанный параметр меняет свой знак, что, при прочих равных условиях, приводит к заметному уменьшению коэффициента проскальзывания.

Из вышеизложенного видно, что шатунино-кулачковые механизмы с успехом могут быть применены для получения движения ведомого звена с одним выстоем.

Электростальский филиал ВЗМН

Поступило 5. I. 1973.

Է. Լ. ԶԱՎԱԴՅԱՆ

ՇԱՐԺԱԹԵՎԱ-ՌԵՌԻՆՑՔԱՅԻՆ, ԵՎ ԵՌՈՂԱԿ ՌԵՌԻՆՑՔԱՅԻՆ ՄԵԽԱՆԻԶՄՆԵՐԻ
ՀԱՄԵՄԱՏԱԿԱՆ ՎԵՐԼՈՒՈՒԹՅՈՒՆ

Ա Վ Փ Ո Փ Ո Վ

Հոդվածում արվում է շարժաթևա-բոունցքային և եռոդակ բոունցքային մեխանիզմների հիմնական ուժային բնութագրերի համեմատական վերլուծությունը, որի հիման վրա կարելի է հաստատել, որ շարժաթևա-բոունցքային

² Выражение справедливо без учета веса ролика и главного вектора его сил инерции.

մեխանիզմներում, խմբավոր հոսողակ բոունցքային մեխանիզմների լամբատությունը, փորձառում են՝ շոյովակի անկյունային արտադրությունն ու արտադրումը, ճնշման անկյունները, նորմալ հակազդումը և սահքը բոունցքային զույգում, շփման կորուստները շոյովակի կինեմատիկական զույգերում, և մեծանում են՝ բոունցքի մաշվածադիմացկունությունը և մեխանիզմի օ.գ.դ.-ն:

ЛИТЕРАТУРА

- 1 Юдин В. А., Виробьев Ю. В. Некоторые вопросы динамики пазов при фрикционном контакте. Механика машин, 1969, вып. 21.
- 2 Զեյնալյան Յ. Լ. Шатуно-кулачковый механизм с большим углом размаха ведомого звена. «Известия АН Арм. ССР (серия Т. II)», т. XXI, № 5, 1968.
- 3 Левитский П. И. Кулачковые механизмы. Изд. «Машиностроение», М., 1964.
- 4 Шаумян Г. Г. Математическое исследование кулачкового механизма и методика определения угла давления. «Изв. ВУЗ. Машиностроение», 1966, № 4.



МАШИНОСТРОЕНИЕ

С. Т. ХАЧАТРИАН

НЕКОТОРЫЕ УСЛОВИЯ РАВНОМЕРНОЙ УСТОЙЧИВОСТИ
ДВИЖЕНИЯ НА ЗАДАННОМ ИНТЕРВАЛЕ ВРЕМЕНИ

1. Рассматривается задача об устойчивости движения на заданном интервале времени и следующей постановке [1].

Определение. Если уравнения возмущенного движения таковы, что при достаточно малом $\varepsilon > 0$ любое решение $x(t)$ уравнений, начальное значение $x_0 = x(t_0)$ которого удовлетворяет условию

$$(G(t_0)x_0, G(t_0)x_0) \leq \varepsilon^2 \quad (1.1)$$

на заданном (конечном) интервале $t_0 \leq t \leq T$, удовлетворяет условию

$$(G(t)x(t), G(t)x(t)) \leq \varepsilon^2, \quad (1.2)$$

где $G(t)$ — заданная ограниченная матрица, то невозмущенное движение по отношению к области (1.2) устойчиво на интервале $[t_0, T]$; в противном случае — неустойчиво.

Здесь, как и в определении устойчивости на конечном интервале времени, предложенном Г. В. Каменковым [4], ограничение области предельных отклонений вводится посредством достаточно малого (наперед не заданного) положительного числа. Что касается области предельных отклонений, то здесь она имеет форму эллипсоида с переменными параметрами.

Невозмущенное движение будем называть равномерно устойчивым на интервале $[t_0, T]$, если оно устойчиво в смысле приведенного определения на любом интервале $[t_*, T]$, где $t_* \in [t_0, T]$.

2. Пусть задача об устойчивости движения системы приведена к исследованию на заданном интервале времени $[t_0, T]$ решений уравнений возмущенного движения, представленных в векторно-матричной записи в виде

$$\frac{dx}{dt} = U(t)x + h(t, x), \quad (2.1)$$

где $U(t)$ — квадратная матрица порядка n , а x и $h(t, x)$ — столбцовые матрицы.

Будем предполагать, что элементы матрицы $h(t, x)$ — нелинейные функции возмущений x_s ($s = 1, \dots, n$) — таковы, что равномерно по t в пределах заданного интервала $[t_0, T]$

$$\lim_{\|x\| \rightarrow 0} \frac{h(t, x)}{\|x\|} = 0. \quad (2.2)$$

Говоря о возмущенных движениях, близких к невозмущенному, будем подразумевать движения, при которых начальные возмущения достаточно малы.

Зададим область предельных отклонений в виде

$$V(t, x) = (K^{-1}(t)x, K^{-1}(t)x), \quad (2.3)$$

где матрица $K(t)$ невырождена и эрмитова норма ее столбцов K_i ($i = 1, \dots, n$) совпадает с заданной положительной функцией $\tilde{\kappa}(t)$.

$$\|K_i\| = \tilde{\kappa}(t) \quad i = 1, \dots, n.$$

Соответствующим выбором матрицы $K(t)$ можно получить области предельных отклонений весьма разнообразной формы. Задание матрицы $K(t)$ будем связывать с каноническим преобразованием линейной части уравнений возмущенного движения при переходе к новым переменным y , а именно:

$$x = K(t)y \quad (y = y(t)). \quad (2.4)$$

Здесь в качестве $K(t)$ примем невырожденное решение уравнения

$$\frac{dK(t)}{dt} = U(t)K(t) - K(t)\Lambda(t) + P(t), \quad (2.5)$$

где $\Lambda(t) = \text{diag}(\lambda_1(t), \dots, \lambda_n(t))$, а $P(t)$ — некоторая квадратная матрица порядка n .

Замена переменных (2.4) приводит уравнение (2.1) к виду

$$\frac{dy}{dt} = \Lambda(t)y - K^{-1}(t)P(t)y + K^{-1}(t)h(t, Ky). \quad (2.6)$$

В [1] доказано, что класс преобразований (2.4) включает в себе преобразование, которое приводит к уравнению (2.6) при $P(t) = 0$. Из (2.5) следует, что при выборе в качестве $K(t)$ матрицы, приводящей $U(t)$ к диагональному виду, преобразование (2.4) приводит к уравнению (2.6) при $P(t) = \frac{dK(t)}{dt}$. При этом элементами матрицы $\Lambda(t)$ будут

собственные значения матрицы $U(t)$, а столбцы K_i ($i = 1, \dots, n$) — соответствующими собственными векторами.

Учитывая (2.4), равенство (2.3) можно переписать в виде

$$V(t, x) = (y, y) = \|y\|^2. \quad (2.7)$$

Отсюда

$$\frac{dV(t, x)}{dt} = 2 \|y\| \frac{d\|y\|}{dt}. \quad (2.8)$$

Из (2.6) находим

$$\frac{d\|y\|}{dt} = \sum_{s=1}^n \operatorname{Re} c_s(t) \frac{|y_s|^2}{\|y\|} + \frac{y^* C(t) y}{\|y\|} - \frac{1}{2\|y\|} (y^* K^{-1}(t) h(t, Ky) + h^*(t, Ky) K^{-1}(t) y), \quad (2.9)$$

где

$$C(t) = -\frac{1}{2} (K^{-1}(t) P(t) + P^*(t) K^{-1}(t)),$$

а y_s ($s=1, \dots, n$) — элементы столбцовой матрицы y .

В соответствии с (2.8) производная от положительно определенной функции (2.7) по t , вычисленная в силу уравнений (2.9), равна

$$\frac{dV(t, x)}{dt} = 2 \left\| \sum_{s=1}^n \operatorname{Re} c_s(t) |y_s|^2 + y^* C(t) y + \frac{1}{2} (y^* K^{-1}(t) h(t, Ky) + h^*(t, Ky) K^{-1}(t) y) \right\|.$$

Это равенство может быть переписано в виде

$$\frac{1}{2} \frac{dV(t, x)}{dt} = y^* A(t) y + \frac{1}{2} (y^* K^{-1}(t) h(t, Ky) + h^*(t, Ky) K^{-1}(t) y), \quad (2.10)$$

где для $a_{ss}(t)$ и $c_{ss}(t)$, являющихся соответственно элементами эрмитовых матриц $A(t)$ и $C(t)$, выполняется равенство

$$a_{ss}(t) = \begin{cases} c_{ss}(t) & \text{при } s = z, \\ c_{ss}(t) + \operatorname{Re} c_s(t) & \text{при } s = \bar{z}. \end{cases} \quad (2.11)$$

Учитывая (2.2), покажем, что при достаточно малых $\|y\|$ величина матрицы $h(t, Ky)$ в (2.10) не влияет на знакоопределенность функции $\frac{dV(t, x)}{dt}$, за исключением случая, когда на интервале $[t_0, T]$ эрмитова форма $y^* A(t) y$ тождественно равна нулю.

Действительно, так как

$$\|x\| \leq \|K(t)\| \|y\| \rightarrow 0 \quad \text{при } y \rightarrow 0$$

имеем

$$\frac{h(t, Ky)}{\|y\|} = \frac{h(t, x) K(t)}{\|K(t)\| \|y\|} \leq \frac{h(t, x)}{\|x\|} \|K(t)\| \rightarrow 0 \quad \text{при } y \rightarrow 0. \quad (2.12)$$

Пологая $G(t) = K^{-1}(t)$, обозначив через $\gamma_1(t), \dots, \gamma_n(t)$ характеристические числа эрмитовой формы $y^* A(t) y$ в (2.10), сформулируем условия устойчивости и неустойчивости невозмущенного движения на заданном интервале времени $[t_0, T]$ по отношению к области предельных отклонений

$$(K^{-1}(t)x, K^{-1}(t)x) \leq \rho^2. \quad (2.13)$$

Теорема 1. Для того, чтобы невозмущенное движение,

представленное тривиальным решением уравнения (2.1), было равномерно устойчивым на интервале $[t_0, T)$ по отношению к области (2.13) при произвольных $h(t, x)$, удовлетворяющих условию (2.2), необходимо, чтобы для всех $t_* \in [t_0, T)$ выполнялось условие

$$\max [c_{zz}(t_*) + \operatorname{Re} \lambda_z(t_*)] < 0, \quad z = 1, \dots, n. \quad (2.14)$$

Докажем от противного. Будем предполагать, что невозмущенное движение равномерно устойчиво на интервале $[t_0, T)$ при любой матрице $h(t, x)$, удовлетворяющей условию (2.2), и при этом существует такое $t_* \in [t_0, T)$, при котором не выполняется условие (2.14). В силу известной формулы, которой выражается оценка сверху любого из диагональных элементов матрицы произвольной эрмитовой формы, имеем

$$\max_z \gamma_z(t_*) = \max [c_{zz}(t_*) + \operatorname{Re} \lambda_z(t_*)], \quad z = 1, \dots, n. \quad (2.15)$$

Это условие указывает, что среди $\gamma_1(t), \dots, \gamma_n(t)$ имеется при $t = t_*$ по крайней мере одно положительное или нулевое. Пусть, например, $\gamma_1(t_*) > 0$. В силу предположения равномерной устойчивости, невозмущенное движение будет устойчиво на интервале $[t_*, T)$. Введем обозначение

$$z = B^*(t)y, \quad (z = z(t)) \quad (2.16)$$

где $B(t)$ — унитарная матрица, приводящая матрицу $A(t)$ к диагональному виду, а z — столбцовая матрица порядка n .

Рассмотрим частное решение $x^0(t) = A(t)y^0(t) = K(t)B(t)z^0(t)$, где $t \in [t_*, T)$, определяемое начальными условиями: $z_1(t_*) = \rho$, $z_2(t_*) = 0$ ($y = z$). Тогда эрмитова форма $y^* A(t) y$ при $t = t_*$ имеет вид

$$y^* A(t_*) y = \gamma_1(t_*) \rho^2,$$

т. е. принимает только положительные значения. Из (2.10) и (2.12) видно, что при достаточно малых $|y|$ в точке $t = t_*$, а по непрерывности и пределах некоторого конечного промежутка

$$[t_*, t_* + \Delta t] \in [t_*, T), \quad \frac{dV(t, x)}{dt} \geq 0, \text{ что приводит к выполнению не-}$$

равенств

$$V(t, x^0(t)) > V(t_*, x^0(t_*)), \quad t \in [t_*, T). \quad (2.17)$$

Это означает, что условие устойчивости невозмущенного движения по отношению к области (2.13) на интервале $[t_*, T)$ и, следовательно, условия равномерной устойчивости на интервале $[t_0, T)$ не выполняются. При наличии хотя бы одного нулевого характеристического числа в момент $t = t_*$, поведение интегральных кривых на некотором интервале $[t_*, t_* + \Delta t]$ определится знаком функции $y^* K^{-1}(t) h(t, Ky) + h^*(t, Ky) K^{-1}(t) y$ в уравнении (2.10), поскольку эрмитова форма $y^* A(t) y$ в момент $t = t_*$ будет равна нулю. Тогда, в зависимости от

свойства нелинейных членов при $t = t_0$, а по непрерывности и в пределах некоторой окрестности точки t_0 может выполняться условие (2.17). Теорема доказана.

Следствие. Если для элементов матрицы эрмитовой формы $y^* A(t) y$ в (2.10) на интервале $[t_0, T)$ выполнится условие

$$\inf_t \left| |a_{zz}(t)| - \sum_{j=1}^n |a_{zj}(t)| \right| > 0, \quad z = 1, \dots, n, \quad (2.18)$$

то условие (2.14) теоремы 1 необходимо и достаточно для того, чтобы невозмущенное движение было равномерно устойчивым по отношению к области (2.13) на интервале $[t_0, T)$.

Доказательство очевидно, поскольку в силу условия (2.18) матрица эрмитовой формы $y^* A(t) y$ является матрицей типа Адамара. Следовательно, выполнение условия (2.14) для всех $t \in [t_0, T)$ достаточно для того, чтобы эрмитова форма была отрицательно определенной на интервале $[t_0, T)$.

Замечание. Для приложений к решению прикладных задач и качестве необходимого условия равномерной устойчивости на заданном интервале $[t_0, T)$ можно предложить следующее:

$$\sup \left| \max_z (c_{zz}(t) + \operatorname{Re} \lambda_z(t)) \right| < 0, \quad (2.19)$$

где $t_0 \leq t < T$, $z = 1, \dots, n$; поскольку выполнение (2.14) влечет за собой выполнение условия (2.19).

Теорема 2. Для того, чтобы невозмущенное движение (тривиальное решение уравнения (2.1)) было равномерно устойчивым на интервале $[t_0, T)$ по отношению к заданной на этом интервале области (2.13), необходимо и достаточно, чтобы для всех $t \in [t_0, T)$ выполнялось условие

$$\int_{t_0}^t \max_z \lambda_z(t) dt < 0, \quad z = 1, \dots, n. \quad (2.20)$$

Необходимость выполнения условия (2.20) вытекает из (2.14), (2.15) и рассуждений, приведенных в ходе доказательства теоремы 1. Докажем достаточность. Интегрируя (2.9) вдоль решения уравнения возмущенного движения на интервале $[t_0, T)$, получим

$$\begin{aligned} \|y(t)\| = \|y(t_0)\| \exp \int_{t_0}^t \left| \frac{y^* A(t) y}{\|y\|^2} + \frac{1}{2\|y\|^2} (y^* K^{-1}(t) h(t, Ky) + \right. \\ \left. + h^*(t, Ky) K^{-1}(t) y) \right| dt. \end{aligned}$$

Возведя обе части равенства в квадрат и учитывая (2.7), можно записать

$$V(t, x(t)) = V(t_*, x(t_*)) \exp 2 \int_{t_*}^t \left| \frac{y^* A(t) y}{y^* y} + \frac{1}{2 y^* y} (y^* K^{-1}(t) h(t, Ky) + h'(t, Ky) K^{-1}(t) y) \right| dt \quad (2.21)$$

Как известно

$$\frac{y^* A(t) y}{y^* y} \leq \max_{\alpha} \alpha_{\alpha}(t), \quad \alpha = 1, \dots, n. \quad (2.22)$$

Из (2.12), (2.21) и (2.22) нетрудно видеть, что при достаточно малых $|y|$ выполняется неравенство

$$V(t, x(t)) \leq V(t_*, x(t_*)) \exp 2 \int_{t_*}^t \max_{\alpha} \alpha_{\alpha}(t) dt.$$

Отсюда следует, что при выполнении условия (2.20) имеет место

$$V(t, x(t)) \leq V(t_*, x(t_*)). \quad (2.23)$$

Теорема доказана.

Следствие. В качестве достаточного условия устойчивости невозмущенного движения в смысле приведенного выше определения можно предложить следующее:

$$\sup_t \left| \max_{\alpha} \alpha_{\alpha}(t) \right| < 0, \quad (2.24)$$

где $t_0 \leq t \leq T$, $\alpha = 1, \dots, n$; так как условие (2.20) подтверждает достаточность выполнения (2.24) для устойчивости тривиального решения уравнения (2.1).

Теорема 3. Если в какой-либо момент $t_* \in [t_0, T)$ выполняется условие

$$\int_{t_*}^t \max_{\alpha} \alpha_{\alpha}(t) dt > 0, \quad \alpha = 1, \dots, n, \quad (2.25)$$

то невозмущенное движение (тривиальное решение уравнения (2.1)) не может быть равномерно устойчивым на интервале $[t_*, T)$ по отношению к заданной на этом интервале области (2.13).

Доказательство. Пусть невозмущенное движение на интервале $[t_0, T)$ равномерно устойчиво по отношению к области (2.13) и при $t = t_*$ выполняется условие (2.25). Тогда, в силу предположения равномерной устойчивости, невозмущенное движение будет устойчиво на интервале $[t_*, T)$.

Учитывая (2.4) и (2.16), рассмотрим частное решение $x''(t) = K(t)y''(t) = = K(t)B(t)z''(t)$, при $t \in [t_*, T)$ определяемое начальными условиями: $z_s(t_*) = \rho$, $z_i(t_*) = 0$, ($s \neq i$). Не нарушая общности будем предполагать, что

$$v_z(t_*) = \max v_z(t_*), \quad z = 1, \dots, n.$$

Тогда эрмитова форма $y^* A(t) y$ в точке $t = t_*$, а по непрерывности и в пределах некоторого конечного промежутка $[t_*, t_* + \Delta t] \in [t_*, T]$ принимает только положительные значения.

Из (2.21) имеем

$$V(t, x^n(t)) = V(t_*, x^n(t_*)) \exp 2 \int_{t_*}^{t_* + \Delta t} \left[\frac{y^* A(t) y}{y^* F} - \frac{1}{2 y^* F} (y^* K^{-1}(t) h(t, Ky) + h^*(t, Ky) K^{-1}(t) y) \right] dt.$$

Отсюда следует, что при достаточно малых $|\varphi|$ выполняется условие (2.17). Теорема доказана.

3. В качестве приложения рассмотрим устойчивость автомобиля с недостаточной поворачиваемостью на заданном интервале $[t_0, T]$, движущегося в горизонтальной плоскости с переменной скоростью по некоторой кривой так, что определено изменение положения управляемых колес во времени $\delta = f(t)$, $t \in [t_0, T]$. Будем предполагать, что угол δ остается достаточно малым, а водитель поворачивает рулевое колесо в соответствии с заданной программой, не реагируя на возмущение, которым подвергаются боковая скорость v_y и угловая скорость ω . Предполагается также, что возмущения могут возникнуть в любой момент $t_* \in [t_0, T]$. Запишем дифференциальные уравнения движения автомобиля, выведенные в работе [6]

$$\begin{aligned} \frac{d\omega}{dt} &= - \frac{a^2 k_A + b^2 k_B}{I \nu} \omega + \frac{a k_A - b k_B}{I \nu} v_y + \frac{a k_A \delta}{I}, \\ \frac{dv_y}{dt} &= \left(\nu + \frac{a k_A - b k_B}{M \nu} \right) \omega - \frac{k_A + k_B}{M \nu} v_y - \frac{k_A \delta}{M}, \end{aligned} \quad (3.1)$$

где

ω — угловая скорость автомобиля при вращении его вокруг вертикальной оси, проходящей через центр инерции автомобиля, (рад/сек);

v_y — проекция скорости центра инерции автомобиля на направление, перпендикулярное продольной оси автомобиля (м/сек), (боковая скорость);

ν — скорость автомобиля (по долг. продольной оси) (м/сек);

δ — угол поворота передних колес от нейтрального положения (рад);

a — расстояние от центра инерции автомобиля до передней оси (м);

b — то же, до задней оси (м);

M — масса автомобиля (кг/сек², м);

I — момент инерции автомобиля относительно оси z (кг·м·сек²);

k_A — коэффициент сопротивления передней оси уводу (кг/рад);

k_B — то же, задней оси (кг/рад).

Обозначая возмущения скоростей ω и v_y соответственно через $\Delta\omega$ и Δv_y , запишем уравнения возмущенного движения автомобиля:

$$\frac{d\Delta\omega}{dt} = -\frac{a^2k_A + b^2k_B}{Iv} \Delta\omega + \frac{ak_A - bk_B}{Iv} \Delta v_y; \quad (3.2)$$

$$\frac{d\Delta v_y}{dt} = \left(v + \frac{ak_A - bk_B}{Mv} \right) \Delta\omega - \frac{k_A + k_B}{Mv} \Delta v_y.$$

Так как скорость автомобиля переменна, система (3.2) представляет собой систему уравнений возмущенного движения с переменными коэффициентами вида:

$$\frac{d}{dt} \begin{pmatrix} x_1 \\ x_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} u_{11}(t) & u_{12}(t) \\ u_{21}(t) & u_{22}(t) \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x_1 \\ x_2 \end{pmatrix}, \quad (3.3)$$

где

$$u_{11}(t) = -\frac{a^2k_A + b^2k_B}{Iv}; \quad u_{12}(t) = \frac{ak_A - bk_B}{Iv};$$

$$u_{21}(t) = v + \frac{ak_A - bk_B}{Mv}; \quad u_{22}(t) = -\frac{k_A + k_B}{Mv};$$

$$x_1 = \Delta\omega; \quad x_2 = \Delta v_y.$$

Тогда собственные значения матрицы

$$l(t) = \begin{pmatrix} u_{11}(t) & u_{12}(t) \\ u_{21}(t) & u_{22}(t) \end{pmatrix}$$

можно представить в виде

$$i_1(t) = \frac{u_{11}(t) + u_{22}(t) + l(t)}{2}; \quad (3.4)$$

$$i_2(t) = \frac{u_{11}(t) + u_{22}(t) - l(t)}{2},$$

где $l(t) = \sqrt{(u_{11}(t) - u_{22}(t))^2 + 4u_{12}(t)u_{21}(t)}$.

Используя метод, приведенный в [3], определим соответствующие собственные векторы матрицы $l(t)$

$$K_1(t) = \begin{pmatrix} u_{12}(t) \\ \frac{u_{22}(t) - u_{11}(t) + l(t)}{2} \end{pmatrix}; \quad K_2(t) = \begin{pmatrix} u_{12}(t) \\ \frac{u_{22}(t) - u_{11}(t) - l(t)}{2} \end{pmatrix}.$$

Зададим функцию $V(t, x)$ в (2.3) посредством матрицы

$$K(t) = (K_1(t)K_2(t)) = \begin{pmatrix} u_{12}(t) & u_{12}(t) \\ \frac{u_{22}(t) - u_{11}(t) + l(t)}{2} & \frac{u_{22}(t) - u_{11}(t) - l(t)}{2} \end{pmatrix}.$$

Выбирая таким образом матрица $K(t)$ приводит матрицу $l(t)$ к

диагональному виду. Как было указано выше, в этом случае для матрицы $P(t)$ из (2.5) справедливо равенство

$$P(t) = \frac{dK(t)}{dt}.$$

Тогда из (2.9) имеем

$$C(t) = -\frac{1}{2} \left(K^{-1}(t) \frac{dK(t)}{dt} + \frac{dK^{-1}(t)}{dt} K^{-1}(t) \right). \quad (3.6)$$

Подставив (3.5) в (3.6), для элементов матрицы эрмитовой формы $y^* C(t) y$ в (2.9) имеем

$$c_{11}(t) = \frac{1}{2} \operatorname{Re} \left[\frac{1}{l(t)} \frac{d(u_{11}(t) - u_{22}(t))}{dt} - \frac{u_{11}(t) - u_{22}(t)}{u_{12}(t)l(t)} \frac{du_{12}(t)}{dt} - \frac{1}{u_{12}(t)} \frac{du_{12}(t)}{dt} - \frac{1}{l(t)} \frac{dl(t)}{dt} \right];$$

$$c_{22}(t) = \frac{1}{2} \operatorname{Re} \left[\frac{u_{11}(t) - u_{22}(t)}{u_{12}(t)l(t)} \frac{du_{12}(t)}{dt} - \frac{1}{l(t)} \frac{d(u_{11}(t) - u_{22}(t))}{dt} - \frac{1}{u_{12}(t)} \frac{du_{12}(t)}{dt} - \frac{1}{l(t)} \frac{dl(t)}{dt} \right];$$

$$c_{12}(t) = \frac{1}{2} \left[\operatorname{Re} \left[\frac{1}{l(t)} \frac{dl(t)}{dt} - \frac{1}{u_{12}(t)} \frac{du_{12}(t)}{dt} \right] + i \operatorname{Im} \left[\frac{1}{l(t)} \frac{d(u_{11}(t) - u_{22}(t))}{dt} - \frac{u_{11}(t) - u_{22}(t)}{u_{12}(t)l(t)} \frac{du_{12}(t)}{dt} \right] \right];$$

$$c_{21}(t) = \frac{1}{2} \left[\operatorname{Re} \left[\frac{1}{l(t)} \frac{dl(t)}{dt} - \frac{1}{u_{12}(t)} \frac{du_{12}(t)}{dt} \right] - i \operatorname{Im} \left[\frac{1}{l(t)} \frac{d(u_{11}(t) - u_{22}(t))}{dt} - \frac{u_{11}(t) - u_{22}(t)}{u_{12}(t)l(t)} \frac{du_{12}(t)}{dt} \right] \right];$$

Используя полученные выражения (3.4) и (3.7), на числовом примере проиллюстрируем применение приведенных в статье условий равномерной устойчивости невозмущенного движения для случая, когда возмущенное движение описывается уравнениями (3.3).

Пусть автомобиль, имеющий параметры: $k_A = k_H = 4000 \text{ кг/м}$; $a = 1,2 \text{ м}$; $b = 1,8 \text{ м}$; $M = 200 \text{ кгсек}^2/\text{м}$; $I = 200 \text{ кгмсек}^2$, — разгоняется в течение 5 сек от скорости $v_0 = 10 \text{ м/сек}$ до $v = 14 \text{ м/сек}$. Тогда расчеты, проведенные на ЭВМ, приводят к результатам, сведенным в табл. 1.

Из таблицы следует, что для элементов эрмитовых матриц $C(t)$ и $A(t)$ на рассматриваемом интервале времени выполняются соответственно условия (2.14) и (2.18). Таким образом, используя следствие теоремы 1,

Таблица 1

$t, \text{сек}$	0	1	2	3	4	5
$c_{11}(t)$	0.0184	0.0930	-0.0122	0.0189	0.0255	0.0003
$c_{22}(t)$	0.0724	0.0963	-0.0122	0.0189	0.0255	0.0003
$\text{Re} c_{12}(t) = \text{Re} c_{21}(t)$	0.0369	0.0037	0.0810	0.0451	0.0383	0.0312
$\text{Im} c_{12}(t) = \text{Im} c_{21}(t)$	0	0	0.1327	0.0671	0.0467	0.0358
$\text{Re} a_1(t)$	-3.9860	-4.1412	-4.8950	-4.5806	-4.3030	-4.0571
$\text{Re} a_2(t)$	-7.3750	-6.4773	-4.8950	-4.5806	-4.3030	-4.0571
$a_{11}(t)$	-3.9676	-4.0482	-4.9072	-4.5617	-4.2775	-4.0568
$a_{22}(t)$	-7.3026	-6.2810	-4.9072	-4.5617	-4.2775	-4.0568

можно утверждать, что тривиальное решение уравнения (3.3) на заданном интервале времени устойчиво.

Ерпін ич. К. Маркєз

Поступило 12.1.1973

Ս. Թ. ԽԱՉԱՏՐՅԱՆ

ՏՐՎԱԾ ԺԱՄԱՆԱԿԱՄԻՋՈՑՈՒՄ ՇԱՐԺԱՆ ԼԱՎԱՍԱՐԱԶՈՎ ԿԱՅՈՒՆՈՒԹՅԱՆ ՈՐՈՇ ՊԱՅՄԱՆՆԵՐԻ ՄԱՍԻՆ

Ա մ փ ա փ ո տ մ

Հողիաժում քերվում է արված (վերջավոր) ժամանակամիջոցում շարժման կայունության սահմանումը [1] և արվում են չգրգռված շարժման կայունության և անկայունության պայմանները ու այդ պայմանների ստացման ալգորիթմը: Ստացված արդյունքները կիրարկվում են փոփոխական արագությանը շարժվող տվյալներինայի կայունության խնդրում՝ երբ ափսոսողների ունեն կողմնային անաճականություն:

ЛИТЕРАТУРА

1. Абгарян К. А. Лекции по теории устойчивости, М., 1972.
2. Абгарян К. А. Об устойчивости движения на конечном промежутке времени. ИММ, 1968, т. 32, вып. 6.
3. Абгарян К. А. Приведение квадратной матрицы к диагональному виду и разложение ее на составляющие. «Изв. АН Арм. ССР. Сер. физ.-мат. науки», 1965, т. 18, № 2.
4. Каменков Г. В. Об устойчивости движения на конечном интервале времени. ИММ, 1953, т. 17, вып. 5.
5. Лебедев А. А. Об устойчивости движения на заданном интервале времени. ИММ, 1954, т. 18, вып. 2.
6. Пензенер Я. М. Теория устойчивости автомобилей. М., Машино, 1917.

ГИДРАВЛИКА

В. Г. САНОЯН

НЕРАВНОМЕРНОЕ ДВИЖЕНИЕ СЕЛЕВОГО ПОТОКА
В НЕПРИЗМАТИЧЕСКИХ КАНАЛАХ С ПЕРЕМЕННЫМ
УКЛОНОМ ДНА

Известно—какой огромный вред наносят народному хозяйству селевые явления. Для его предотвращения в селеопасных логах осуществляются селепропускные и др. сооружения. Однако, как показывают наблюдения за существующими селепропускными каналами, они, как правило, за один, два наводка заносятся наносами и выходят из строя. Это объясняется тем, что указанные сооружения строятся в селеопасных логах, имеющих в верховьях большой уклон, а вниз по течению уклон постепенно уменьшается. Как следствие—на верхних участках поток может переносить больше наносов, чем в нижних, поэтому если на таких логах строить селепропускные сооружения с неизменными сечениями, то, естественно, они на нижних участках будут заноситься наносами. С течением времени процесс занесения распространится вверх по течению, и сооружение целиком выйдет из строя.

Отсюда со всей очевидностью следует, что селепропускные каналы нельзя рассчитывать на чистую жидкость, как это принято в проектной практике. Необходимо иметь в виду, что наличие в воде твердого вещества существенно меняет основные характеристики селепропускных сооружений.

Во избежание занесения сооружения наносами необходимо, чтобы в зависимости от изменения уклона селепропускного канала, его поперечные размеры менялись из расчета сохранения по всей длине постоянной наносотранспортирующей способности потока.

Эта задача сводится к следующему: найти плановое очертание и изменение глубины вдоль течения непризматического селеопасного канала с переменным уклоном дна, при котором по всей длине канала обеспечивается постоянная наносотранспортирующая способность потока.

Напишем уравнения движения и транспортирующей способности наносонесущего потока в непризматическом канале [1]

$$\frac{V}{g} \frac{dV}{dx} = -\frac{dz}{dx} - \frac{V^2}{C^2 R} - \frac{dh}{dx} \quad (1)$$

$$s = \frac{Kv^3}{R}; \quad (K = \text{const}). \quad (2)$$

Положительное направление x принято по течению; $-\frac{dz}{dx} = i(x)$ — уклон дна канала; s — мутность. Остальные обозначения общепринятые. Полагая в уравнении (2) $s = \text{const}$ и выражая переменную скорость через постоянный расход и живое сечение, получим:

$$\frac{1}{\omega^2 R} - \frac{x}{\omega^3} - \frac{x_0}{\omega_0^3} = \text{const}, \quad (3)$$

где величины с индексом 0 относятся к равномерному движению.

Рассмотрим случай, когда поперечное сечение канала прямоугольное. Тогда согласно (3) будем иметь:

$$b - 2h = \frac{x_0}{\omega_0^3} \omega^3. \quad (4)$$

С другой стороны $b\bar{h} = \omega$. (5)

Из системы (4) — (5) легко определить безразмерные значения глубины $\bar{h} = h/h_0$ и ширины $\bar{b} = b/h_0$ (где h_0 — глубина равномерного течения) в следующем виде:

$$\bar{h} = \frac{k+2}{4} y^4 \left(1 \pm \sqrt{1 - \frac{8k}{(k+2)^2 y^2}} \right); \quad (6)$$

$$\bar{b} = \frac{k+2}{2} y^4 \left(1 \mp \sqrt{1 - \frac{8k}{(k+2)^2 y^2}} \right). \quad (7)$$

Здесь $k = b_0/h_0$; b_0 — ширина канала при равномерном движении; $y = \omega/\omega_0$ — безразмерная площадь живого сечения. Далее, выразим левую часть уравнения (1) через ω ; второй член в правой части того же уравнения также можно выразить через ω , если считать коэффициент Шези постоянным и воспользоваться уравнением (3), и, наконец, последний член в правой части (1) представим как производную (6) по x . Тогда, оставляя все промежуточные выкладки и переходя к безразмерным величинам, получим следующее дифференциальное уравнение для определения y :

$$\frac{dy}{dx} = \frac{i(x) - i_0 y}{(k+2)y^3 \sqrt{\frac{k}{8y} \frac{(k+2)^2 y^2 - 1}{8k} - \frac{C^2 i_0}{g \left(1 + \frac{2}{k}\right)} \frac{1}{y^3}}}, \quad (8)$$

где $\bar{x} = x/h_0$; i_0 — уклон, соответствующий равномерному движению.

Уравнение (8) совместно с выражениями (6) и (7) дает полное решение поставленной выше задачи.

Ход решения этой системы следующий. Для заданного уклона дна канала $i(x)$ известны: расход Q , шероховатость n и уклон i_0 , соответствующий равномерному движению. Тогда для заданного k по уравнению равномерного движения легко определяются h_0 и b_0 . Значение коэффициента Шези определяется по одной из существующих формул. Затем из уравнения (8), в котором уже известны все коэффициенты, определяем $y = y(x)$ и, подставляя последнее в (6) и (7), получаем соответственно $h(x)$ и $\bar{h}(x)$, после чего переходим к размерным величинам и, таким образом, задача решается до конца.

Рассмотрим случай, когда дно канала прямое ($i = i_0 = \text{const}$). Тогда уравнение (8) примет следующий вид:

$$\frac{dy}{dx} = i_0 \frac{1-y}{(k+2)y^3 + \sqrt{\frac{k}{8y}} \frac{\frac{(k+2)^2}{k} y^3 - 1}{\sqrt{\frac{(k+2)^2}{8k} y^3 - 1}} - \frac{C^2}{g} \frac{i_0}{1 + \frac{2}{k}} \frac{1}{y^3}} \quad (9)$$

Знаменатель этого уравнения при ограниченных значениях y никогда не обращается в нуль. При положительном знаке корня он принимает положительное, а при отрицательном — отрицательное значение.

Рассмотрим сначала случай, когда знаменатель (9) положителен.

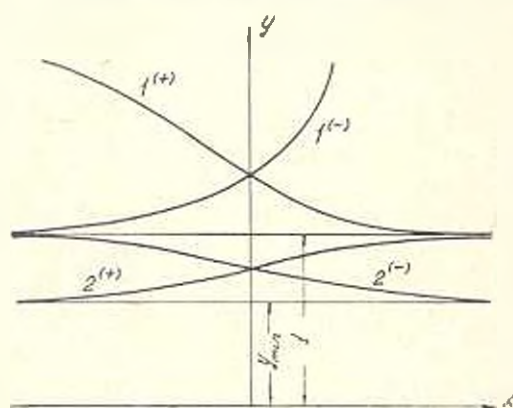


Рис. 1. Кривые зависимости безразмерного живого сечения y от расстояния x при постоянном уклоне дна канала

Тогда при $y > 1$ получим $\frac{dy}{dx} < 0$

т. е. y по x уменьшается, и при $x \rightarrow \infty$ y стремится к единице, что соответствует равномерному движению (кривая $1^{(+)}$ на рис. 1); если же $y < 1$,

то $\frac{dy}{dx} > 0$, и, следовательно, y

по положительному направлению x возрастает, стремясь к единице при $x \rightarrow \infty$, а по отрицательному направлению абсциссы y уменьшается до величины

$$y_{\min} = \left| \frac{8k}{(k+2)^2} \right|^{1/7}$$

что следует из уравнения (9) (кривая $2^{(+)}$ на рис. 1). Таким образом, в случае положительного знака знаменателя (9) кривая $y = y(x)$ имеет две асимптоты: при $x \rightarrow \infty$ $y \rightarrow y_{\min}$ и при $x \rightarrow \infty$ $y \rightarrow 1$ (см. рис. 1).

Аналогичным образом можно построить кривые $y = y(x)$ при от-

рицательном знаке знаменателя в уравнении (9). Эти кривые в зависимости от того y больше или меньше единицы, как и предыдущие, показаны на рис. 1 (кривые 1^а и 2^а). На рис. 2 показаны кривые изменения безразмерной скорости $\frac{V}{V_0} = \frac{1}{y}$ по x для случая $y = 1$.

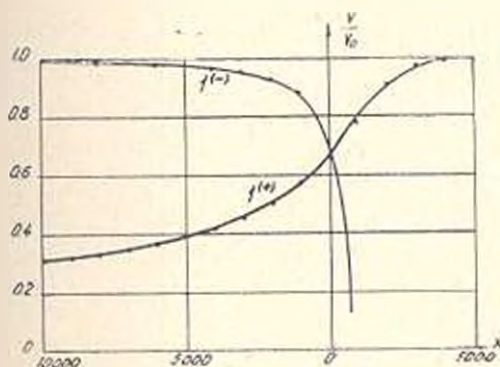


Рис. 2. Кривые зависимости безразмерной скорости V/V_0 от расстояния x при постоянном уклоне дна канала

Из рассмотрения кривых на рис. 1 и 2 вытекает следующий неожиданный и, на первый взгляд, парадоксальный факт: в то время, как призматическому каналу с заданной транспортирующей способностью соответствует только один режим движения с безразмерным живым сечением $y=1$, непризматическому каналу соответствуют четыре режима движения. И далее, что в случае непризматического канала заданную транспортирующую способность можно обеспечить при значительно меньших скоростях, чем в призматическом канале. Этот интересный факт, вытекающий из теоретического решения задачи, может быть использован для проектирования селопропускного канала равной транспортирующей способностью с переменным (уменьшающимся) уклоном дна по течению. Это единственный путь решения поставленной задачи, так как легко доказать, что в условиях призматического канала практически невозможно достичь указанной цели.

Перейдем к рассмотрению течения в непризматическом канале, когда уклон его дна меняется по заданному закону. Допустим, что уклон дна канала, имеющий в начале значение i_1 , постепенно уменьшается вниз по течению и принимает значение i_0 . Примем, что закон изменения $i(x)$ от i_1 до i_0 можно аппроксимировать уравнением

$$i(x) = \frac{1}{2} \left(\frac{i_1}{i_0} + 1 \right) - \frac{1}{2} \left(\frac{i_1}{i_0} - 1 \right) \tanh cx, \quad (11)$$

где c — параметр, учитывающий характер сопряжения уклонов i_1 и i_0 для конкретных условий местности.

Тогда дифференциальное уравнение (8) для определения безразмерного живого сечения y примет вид

$$\frac{dy}{dx} = i_0 \frac{\frac{1}{2} \left(\frac{i_1}{i_0} + 1 \right) - \frac{1}{2} \left(\frac{i_1}{i_0} - 1 \right) \operatorname{th} cx - y}{(k+2)y^3 + \sqrt{\frac{k}{8y}} \frac{\frac{(k+2)^2}{k} y^7 - 1}{\sqrt{\frac{1}{8} \frac{(k+2)^2}{k} y^7 - 1}}} - \frac{C^2}{g} \frac{i_0}{1 + \frac{2}{k} y^3} \quad (12)$$

Из этого уравнения видно, что кривая

$$y = \frac{1}{2} \left(\frac{i_1}{i_0} + 1 \right) - \frac{1}{2} \left(\frac{i_1}{i_0} - 1 \right) \operatorname{th} cx \quad (13)$$

и прямая

$$y = \left| \frac{8k}{(k+2)^2} \right|^{1/7} \quad (14)$$

являются геометрическим местом экстремумов интегральных кривых (12), т. к. при выполнении (13) и (14) производная y по x согласно (12) равняется нулю.

Опуская анализ уравнения (12), перейдем к его решению, принимая следующие значения входящих в него параметров: $k=1$, $i_0=0,001$, $C=40$, $i_1/i_0=3$, $c=0,001$. Решение производим численно по методу Рунге-Кутты. Результаты расчетов приведены на рис. 3, причем, знаки, взятые в кружочки, соответствуют знаку знаменателя в

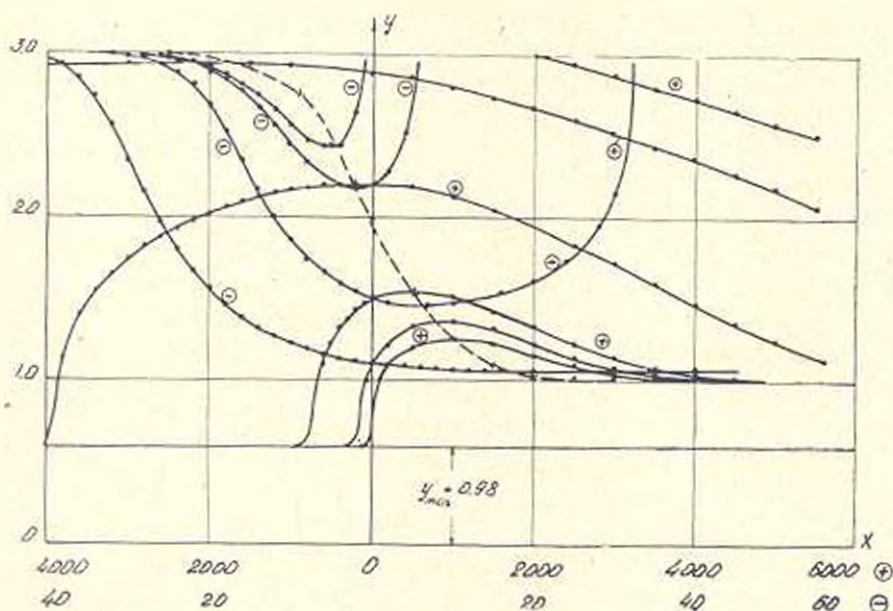


Рис. 3. Кривые зависимости безразмерного живого сечения y от расстояния x при переменном уклоне дна канала

уравнению (12). Разные кривые соответствуют различным начальным условиям y_0 (при $x=0$). Пунктирной линией показана кривая (13). На рис. 3 следует, что кривые, соответствующие отрицательному знаку знаменателя (12), имеют асимптоту $y=i_1 i_0=3$ при $x \rightarrow \infty$. Начиная с этого значения, ординаты этих кривых по положительному направлению x монотонно уменьшаются до пересечения с кривой (13), откуда они возрастают до бесконечности. Кривые, соответствующие положительному знаку знаменателя, имеют асимптоту вверх по течению

$$y = \left| \frac{8k}{(k-2)^2} \right|^{1/2},$$

так как согласно (12) $\frac{dy}{dx} = 0$ при этом значении y . Начиная с этого

значения y ординаты кривых возрастают до точки пересечения с кривой (13), где y принимает максимальное значение, после чего ординаты кривых монотонно уменьшаются, стремясь к единице при $x \rightarrow \infty$.

Имея кривые изменения безразмерного живого сечения y по x , по формулам (6) и (7) легко рассчитать безразмерную глубину и ширину канала, и, таким образом, задача решается до конца.

Резюмируя вышесказанное, приходим к следующему.

1. В условиях равномерного движения в призматическом канале для транспортировки определенного количества наносов требуется иметь строго определенный уклон дна и скорость потока, т. е. один режим движения с данным уклоном и скоростью. Если при этом уклоне дна уменьшить скорость, то поток уже не сможет нести указанное количество наносов, и произойдет их отложение. С этой точки зрения совершенно парадоксальный результат получается при рассмотрении наносонесущего потока в условиях неравномерного потока в непризматическом канале. Оказывается, что при заданном уклоне дна определенной транспортирующей способности потока соответствуют четыре режима течения.

2. При одном и том же уклоне дна поток в условиях неравномерного движения может нести данное количество наносов при значительно меньших скоростях, чем в случае равномерного потока.

3. Обеспечить равную транспортирующую способность при переменном уклоне дна в условиях равномерного движения практически невозможно. Для этой цели необходимо использовать непризматический канал, поперечные размеры которого определяются по предложенной в настоящей статье методике.

4. Предлагаемая в настоящей работе методика может быть рекомендована для применения при расчетах и проектировании селепропускных сооружений, особенно при изменяющемся уклоне местности.

Վ. Չ. ՍԱՆՈՅԱՆ

ՍԵՎԱԳԱՅԻՆ ՀՈՐԺԻ ԱՆՀԱՂԱՍԻՐԱԶՈՒՄԻ ԴԻՔԻՆԵՐԵ ԳԻՓՈՆԱԿԱՆ ՀԱՏԱԳԱՅԻՆ
ՐԵԳՈՒԹՅՈՒՆ ՈՒՆԵՑՈՂ ՈՉ-ՊՐԵԶԻՍԻՅԻ ՀՈՒՆԵՐՈՒՄ

ԱՆՓՈՓՈՒՄ

Հողվածում տրվում է սեղաժախող կառուցվածքների հաշվարկման մեթոդ
այն դեպքի համար, երբ նրանց հատակի թերությունը փոփոխական է է-
փորքանում է ըստ հոսանքի ուղղության՝ նման կառուցվածքների նորմալ
աշխատանքը ապահովելու համար պետք է նրանց լայնական չափերը բնորոշ
այնպես, որ, ընայած հատակի թերության փոքրացմանը, նրանց կոշտ մասնիկ-
ների սառնողունակությունը փոփոխվի: Այս խնդիրը լուծելու համար սղուս-
դործվում են առհավասարաչափ շարժման (1) և հոսանքի սառնողունակու-
թյան (2) հավասարումները, որոնց միջոցով առաջվում է կառուցվածքի չափա-
դուրը կենդանի կտրվածքը (3) որոշելու համար (8) դիֆերենցիալ հավասարումը:
Որոշվում է չափադուրը և խորությունը ու և լայնությունը և ալյալիսով խնդիրը
լուծվում է մինչև վերջ:

ЛИТЕРАТУРА

1. Саноян В. Г. Определение транспортирующей способности потока применительно к напорному гидротранспорту. Труды координационных совещания по гидро-технике, вып. 57, 1971. «Энергия», 1971.
2. Sanojan V. G. Calculation of the process of sedimentation and hydraulic washout of river reservoir. 14-th IAHR. 29 august-3 september, Paris, 1971. vol. 5, p. p. 5-9.
3. Саноян В. Г. Расчет процесса заиления русловых водохранилищ. «Известия АН Арм. ССР (серия Т. Н. 1)», т. 24, № 2, 1971.

ГИДРАВЛИКА

Р. Г. АСАТЯН

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРЕДЕЛЬНОГО РАСХОДА НЕОДНОРОДНЫХ
 НАНОСОВ СЕЛЕВОГО ПОТОКА В ЖЕСТКОМ РУСЛЕ
 ПО ТЕОРИИ РАЗМЕРНОСТЕЙ

Разработка методики расчета селепронусных сооружений непосредственно связана с расчетом предельного расхода наносов при движении потока в жестком русле.

Разработано много методов расчета расхода наносов, исходя из заданных гидравлических параметров потока и характеристик русла и наносов. Все они, как чисто эмпирические, так и имеющие теоретическую основу, проверены лабораторными опытами в лотках, главным образом, для однородных по крупности наносов в деформируемых руслах, т. е. для случая движения наносов по наносам. Поэтому эти формулы нельзя применять при определении предельного расхода неоднородных наносов при движении селевого потока по жесткому руслу. Следует отметить, что почти все формулы удовлетворяют требованиям размерностей и соответствуют критериям подобия.

Зная, какие физические величины участвуют в исследуемом процессе, т. е. какие параметры влияют на величину предельного расхода наносов селевого потока при движении неоднородных по крупности наносов по жесткому дну [1], и используя теорию размерностей, можно установить характер зависимости, связывающей эти параметры. Применение теории размерностей при правильном выборе основных факторов, участвующих в физическом процессе, и при тщательной постановке лабораторных исследований может дать вполне приемлемые результаты, удовлетворяющие требованиям практики. Существуют несколько способов для построения критериальных уравнений с помощью анализа размерностей (Бертрана, Толмена, Апелля, Рейля, Букингэма, Лангаара и др.).

Критериальное уравнение для нашей задачи, т. е. уравнение по определению предельного расхода наносов в двухфазном равномерном потоке, нами было составлено по двум способам: по теории π (Букингэма) и по методу А. Л. Лангаара (с помощью матриц). Прежде чем составить критериальное уравнение по определению предельного расхода наносов в двухфазном равномерном потоке при движении неоднородных по крупности наносов в жестком русле необходимо установить факторы, обуславливающие данные процессы. Расход

неоднородных по крупности несвязных наносов является функцией многих переменных:

$$g_n = f(R, l, d_{cp}, \gamma_n, \gamma_k, k_{эк}, \rho, d_{50}). \quad (1)$$

Здесь и в дальнейшем приняты следующие обозначения: g_n — удельный предельный расход наносов на единицу ширины потока; R — гидравлический радиус; l — уклон дна; d_{cp} — средневзвешенный диаметр смеси наносов; d_{50} и d_{85} — диаметры наносов, соответствующие 50 и 85 % содержанию наносов градулометрической кривой; γ_n и γ_k — соответственно удельный вес наносов и воды; ρ_n и ρ — соответственно плотности наноса и воды; $\rho' = (\rho_n - \rho)/\rho$ — относительная плотность наносов в воде; ν — кинематический коэффициент вязкости; $k_{эк}$ — гидравлически образующаяся эквивалентная шероховатость; $\tau = \gamma_k R l$ — касательная сила и сила трения; g — ускорение силы тяжести; $D = d_{cp}/d_{эк}$ — параметр, учитывающий величину шероховатости дна; $j = d_{85}/d_{50}$ — коэффициент неоднородности смеси наносов.

Имея ввиду, что величины γ_k , R и l характеризуют силу трения τ (касательную силу) для данного потока, а удельный вес частицы в воде равен $\gamma_n = \gamma$, уравнение (1) можно представить через функциональную зависимость и виде:

$$g_n = f(\tau, d_{cp}, (\rho_n - \rho), \rho, g, k_{эк}, d_{50}) = 0. \quad (2)$$

Существенную помощь при анализе размерностей оказывает так называемая π -теорема [2]. Согласно этой теории, если функциональная связь между n физическими величинами удовлетворяет условию инвариантности относительно размера основных единиц, а число основных единиц равно k , то можно составить $n - k$ безразмерных комбинаций величин.

Используя π -теорему, для нашей задачи составляется критериальное уравнение. Основными параметрами принимались: τ , d_{cp} и $\rho_n = \rho$. Так как в уравнении (2) восемь неизвестных, то должны получить пять критериев подобия:

$$\varphi(\pi_1, \pi_2, \pi_3, \pi_4 \text{ и } \pi_5) = 0. \quad (3)$$

Первый критерий может быть представлен в следующем виде:

$$\pi_1 = \tau^x d_{cp}^y (\rho_n - \rho)^z g^{-1}, \quad (4)$$

где x , y и z — показатели степени при основных факторах. Для определения x , y и z в условиях соблюдения размерностей, уравнение (4) можно представить в виде:

$$L^0 M^0 T^0 = \left(\frac{M}{LT^2}\right)^x L^y \left(\frac{M}{L^3}\right)^z \left(\frac{M}{LT}\right)^{-1}. \quad (5)$$

Приравняв показатели степени при L (длине), M (массе) и T (времени) в обеих частях уравнения (5), получим систему трех уравнений с тремя неизвестными:

$$-x_1 + y_1 - 3z_1 + 1 = 0,$$

$$x_1 + z_1 - 1 = 0,$$

$$-2x_1 + 1 = 0.$$

Решив эти уравнения, получим:

$$x_1 = \frac{1}{2}, \quad y_1 = 1 \quad \text{и} \quad z_1 = \frac{1}{2}.$$

Следовательно, уравнение (4) приводится к виду

$$\pi_1 = \frac{\sqrt{\tau} d_{cp} \sqrt{\rho_s - \rho}}{g_n} \quad (6)$$

После некоторых преобразований, первый критерий можно написать в следующем виде:

$$\pi_1 = \frac{\sqrt{\tau} d_{cp} (\rho_s - \rho)}{\sqrt{\rho'} g_n} \quad (6a)$$

В уравнении (6a) величина $\sqrt{\tau}$ представляет собой динамическую скорость двухфазного потока v_* , имеющую размерность см/сек, а величина $d_{cp}(\rho_s - \rho)$ — вес частицы. Произведение этих двух величин даст весовой расход одной частицы d_{cp} в секунду. Следовательно, если взять обратное значение отношения (6a), то получим число наносов, транспортируемых потоком на единицу ширины. Таким образом, первый критерий из себя представляет критерий весового расхода наносов и окончательно может быть представлен в следующем виде:

$$\pi_1 = \frac{v_* d_{cp} (\rho_s - \rho)}{\sqrt{\rho'} g_n} \quad (7)$$

Аналогичным образом можно получить остальные критерии, которые имеют следующий вид:

$$\begin{aligned} \pi_2 &= \frac{\tau}{g(\rho_s - \rho) d_{cp}}; & \pi_3 &= d_{cp}/d_{cp0}; \\ \pi_4 &= \frac{\sqrt{\tau} d_{cp}}{\sqrt{\rho_s - \rho}}; & \pi_5 &= d_{cp}/d_{cp0}. \end{aligned}$$

После некоторых преобразований π_2 и π_4 можно представить в виде:

$$\pi_2 = \frac{Rl}{g' d_{cp}}; \quad \pi_4 = \frac{v_* d_{cp}}{\sqrt{\rho' g_n}}.$$

Второй критерий представляет собой критерий подвижности, который в свое время был получен Н. А. Эйштейном, Н. В. Егизаровым и др. Третий критерий учитывает величину гидравлически образующейся эквивалентной шероховатости k_n . Значение k_n определяется по формуле

Н. В. Егназарова [3]. Четвертый критерий — это число Рейнольдса Re_d . Имея ввиду, что для селевых отложений наносов d_s в основном соответствует d_{s0} [4], то пятый критерий можно написать в таком виде:

$$\pi_5 = d_{s0}/d_{s0}$$

Пятый критерий представляет собой коэффициент неоднородности смеси наносов f . Таким образом, критериальное уравнение (3) для двухфазного потока при движении неоднородных наносов по жесткому руслу будет иметь следующий вид:

$$\varphi \left[\frac{v_* d_{cp} (q_n - q)}{\sqrt{g' g_n}}, \frac{Rl}{g' d_{cp}}, \frac{d_{cp}}{k_{\text{вк}}}, \frac{Re_d}{\sqrt{g'}}, \frac{d_{s0}}{d_{s0}} \right] = 0. \quad (8)$$

Для получения предельного удельного расхода наносов уравнение (8) можно представить в следующем виде:

$$\frac{v_* d_{cp} (q_n - q)}{\sqrt{g' g_n}} = f \left(\frac{Rl}{g' d_{cp}}, \frac{d_{cp}}{k_{\text{вк}}}, \frac{d_{s0}}{d_{s0}}, \frac{Re_d}{\sqrt{g'}} \right). \quad (9)$$

По методу Лангаара [5] критериальное уравнение, описывающее данный процесс, составляется с помощью матриц, с использованием анализа размерностей. Преимущество метода Лангаара по сравнению с π -теоремой является то, что при составлении критериального уравнения число основных параметров не выбирается по усмотрению исследователя, а оно получается при решении матрицы. Сущность метода Лангаара заключается в следующем: имея функциональную зависимость данного процесса и используя анализ размерностей, составляется размерная матрица. Для данной матрицы определяется ранг, который является числом основных параметров. Далее, имея ранг матрицы, определяется число безразмерных комплексов, образованных из разных факторов. Исходя из размерной матрицы, составляется система линейных уравнений, с помощью которой определяются коэффициенты переменных и на основании последних получаем безразмерную матрицу. Затем, из безразмерной матрицы составляются безразмерные комплексы.

Используя теорию размерностей для функциональной зависимости (2) с восьмью неизвестными, составляется размерная матрица в следующем виде:

$$\begin{array}{c} M \\ L \\ T \end{array} \begin{array}{c} 1 \\ 2 \\ 3 \\ 4 \\ 5 \\ 6 \\ 7 \\ 8 \end{array} \begin{array}{c} g_n \\ g' \\ v \\ \tau \\ d_{cp} \\ q_n - q \\ d_{s0} \\ k_{\text{вк}} \end{array} \begin{array}{c} 1 \\ 0 \\ 0 \\ 1 \\ 0 \\ 1 \\ 0 \\ 0 \end{array} \begin{array}{c} 0 \\ 1 \\ 2 \\ -1 \\ 1 \\ -3 \\ 1 \\ 1 \end{array} \begin{array}{c} 0 \\ 1 \\ -1 \\ -2 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{array} \quad (10)$$

Из матрицы (10) исключаются те факторы, для которых π очевидны, т. е. параметры d_{s0} и $k_{\text{вк}}$, дающие $\pi = d_{cp}/d_{s0}$ и $\pi = d_{cp}/k_{\text{вк}}$. Они будут прибавляться к тем критериям, которые определяются далее.

Следовательно, составляется новая размерная матрица без d_{sp} и k_6 в виде:

$$M = \begin{matrix} & \begin{matrix} 1 & 2 & 3 & 4 & 5 & 6 \end{matrix} \\ \begin{matrix} g_n \\ g \\ v \\ \tau \\ d_{sp} \\ q_n - q \end{matrix} & \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 1 \\ -1 & 1 & 2 & -1 & 1 & -3 \\ -1 & -2 & -1 & -2 & 0 & 0 \end{bmatrix} \end{matrix} \quad (11)$$

Число остальных безразмерных критерий равно сумме чисел переменных минус ранг размерной матрицы. Ранг матрицы (11) равен трем, следовательно число безразмерных критерий будет три. По матрице (11) составляются линейные уравнения:

$$\begin{aligned} k_1 + k_4 + k_6 &= 0; \\ -k_1 + k_2 + 2k_3 - k_4 + k_5 - 3k_6 &= 0; \\ -k_1 - 2k_2 - k_3 - 2k_4 &= 0. \end{aligned} \quad (12)$$

Решая уравнения (12) относительно k_1 , k_4 и k_6 , получим:

$$\begin{aligned} k_1 &= -\frac{1}{2}k_2 - k_3 - \frac{1}{2}k_5; \\ k_4 &= -k_1 + k_2 - k_3; \\ k_6 &= -\frac{1}{2}k_1 + k_2 + \frac{1}{2}k_3. \end{aligned} \quad (13)$$

Решая уравнения (13), методом элементарного исключения можно определить значение этих коэффициентов и составить безразмерную матрицу в виде:

$$\begin{matrix} k_1 & k_2 & k_3 & k_4 & k_5 & k_6 \\ g_n & g & v & \tau & d_{sp} & q_n - q \end{matrix} \quad \begin{matrix} \pi_1 \\ \pi_2 \\ \pi_3 \end{matrix} \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & -\frac{1}{2} & -1 & -\frac{1}{2} \\ 0 & 1 & 0 & 1 & 1 & 1 \\ 0 & 0 & 1 & -\frac{1}{2} & -1 & \frac{1}{2} \end{bmatrix} \quad (14)$$

Имея безразмерную матрицу (14), можно получить безразмерные критерии:

$$\pi_1 = \frac{g_n}{(1 + d_{sp}) \frac{q_n - q}{g}}; \quad \pi_2 = \frac{g d_{sp} (q_n - q)}{v}; \quad \pi_3 = \frac{g \frac{q_n - q}{g}}{v \tau}.$$

Как видим, с помощью матрицы получены те же критерии, что и по теореме, но в перевернутом виде, т. е. по двум способам получается то же самое критериальное уравнение. Следовательно, для получения расчетной формулы предельного удельного расхода неоднородных наносов можем выбрать основное критериальное уравнение (8).

Подставляя опытные данные [1] по определению предельного расхода неоднородных наносов при движении их по жесткому руслу, полученные в селевой лаборатории сектора противоселевых мероприятий АрмНИИВПиГ в течение 1968—1971 гг., можно раскрыть функцию

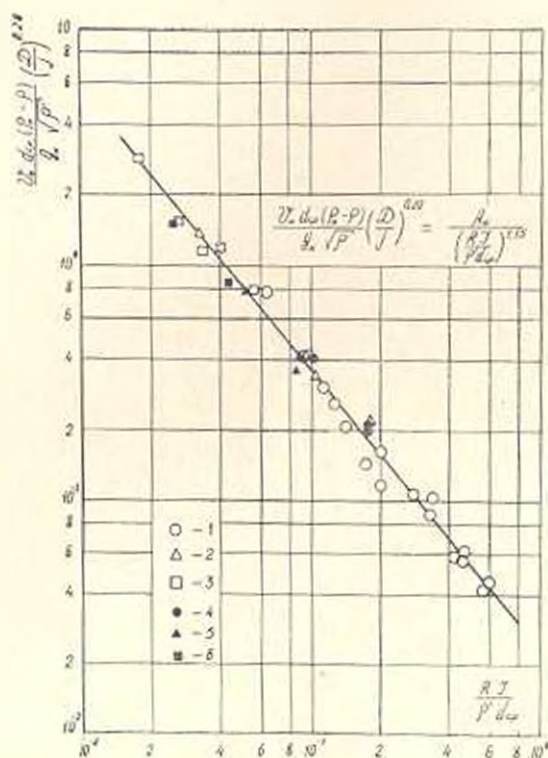


Рис. 1. Функциональная зависимость (9) по опытным данным.

1, 2, 3—данные Гитора (соответственно при $d_{ср}$ 2,65; 7,2 и 13,2 м.м).

4, 5, 6—данные Педроли (соответственно при $d_{ср}$ 2,6; 5,2 и 11,1 м.м).

(9) графическим путем, исключая влияние того или иного критерия. Расчетная формула по определению удельного расхода наносов имеет следующий вид (рис. 1):

$$g_n = A_0 \frac{v_* d_{*0} (z_n - z)}{\sqrt{P'}} \left(\frac{R J}{P' d_{*0}} \right)^{1.15} \left(\frac{D}{J} \right)^{0.2}, \quad (15)$$

где A_0 — безразмерный коэффициент, равный 47,5.

На рис. 1 нанесены также опытные данные Педроли [6], полученные в условиях жесткого русла при движении почти однородных наносов. Для количественной оценки точности формулы (15) были определены средняя квадратичная ошибка σ и коэффициент корреляции r , которые соответственно равны 4,0 и 0,98. Полученную формулу (15)

можно использовать при гидравлических расчетах селепропускных сооружений.

АрмНИИВГИ

Поступило 20.VI.1972

Ռ. Ա. ՍԱՍՏԱՅԱՆ

ԿՈՇՏ ՀՈՒՆՈՒՄ ՍԵԼԱՎԱՅԻՆ ՀՈՍԱՆՔԻ ԱՆՀԱՄԱՍԵՌ ԶՐԱԲԵՐՈՒՐՆԵՐԻ
ՍԱՀՄԱՆԱՅԻՆ ԻՎԻ ՈՐՈՇՈՒՄԸ ԸՍՏ ԶԱՓՈՂԱԿԱՆՈՒԹՅԱՆ ՏԵՍՈՒԹՅԱՆ

Ա. Վ. Փ. Ո. Փ. Ո. Փ.

Սելավաթող կառուցվածքների հաշվարկման մեթոդիկան անխզկիորեն կապված է սելավային հոսանքի ջրաբերականների առժամային ելքի որոշման հետ:

Ոգտվելով չափողականության տեսությունից, Էրկու եղանակով՝ շ-վերե-մարով [2] և Լանդհարի մեթոդով [5], կազմված է (8) կրիտերիալ հավա-սարումը կոշտ հունում անհամասեռ ջրաբերականների ելքը որոշելու համար: Ոգտագործելով կատարված յարտատոր փորձերի արդյունքները [1] և [9] կրիտերիալ հավասարումը, ստացված է կոշտ հունում սելավային հոսանքի անհամասեռ ջրաբերականների առժամային ելքը որոշելու (15) բանաձևը, որը կարելի է կիրառել սելավաթող կառուցվածքների շրջափակի հաշվարկի մասնակի:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Асатрян Р. Г. Экспериментальное исследование предельной транспортирующей способности двухфазного потока в жестком русле. «Известия АН Арм. ССР (серия Т. II)», т. XXIV, № 4, 1971.
2. Седен Л. Н. Методы подобия и размерностей в механике. Изд. «Наука», М., 1967.
3. Визшарян Н. В. Обобщенный критерий подвижности наносов и определение пиковой скорости по следам селевого турбулентного потока. Труды АрмНИИВГИ, том 116), Ереван, 1967.
4. Сасатрян Р. В. Значение транзитметрических кривых для русловых расчетов и их эмпирическое построение. Сб. докладов X сессии всесоюзной конференции, Ереван, 1968.
5. Langhaar A. L. Analyse dimensionnelle et theorie de maquettes. Paris, 1956.
6. Pedrol L. Trasporto di materiali solido in canale a fondo fisso e liscio. Ufficio federale dell'economica delle acque, № 43, Bern, 1963.

ГИДРОТЕХНИКА

Г. А. АМБАРЦУМЯН

К ВОПРОСУ О ВЫБОРЕ ЧИСЛА СКВОЗНЫХ ГАЛЕРЕЙ
 В СХЕМЕ СКВОЗНОЙ ШПОРЫ С ГИДРАВЛИЧЕСКИМ
 БАРЬЕРОМ*

Анализ результатов многолетнего опыта эксплуатации сквозных шпор с гидравлическим барьером (СШГБ) на реке Араке в Арм. ССР и на реках Ингури и Кодори Груз. ССР показал, что они не только приостанавливают размыв берега, но и за счет переносимых рекой наносов восстанавливают размывший берег, выпрямляя ось русла. При этом неразмываемое межшпорное расстояние получается в 2—3 раза больше по сравнению с глухими шпорами. Указанное объясняется удачным использованием энергии потока для отбоя размывающих струй от берега за счет косых струй, вытекающих из галерей, и гашения энергии при их соударении [1, 2].

Поиски рациональной схемы берегозащитного сооружения нами, в первую очередь, начаты с исследования общей схемы сооружения, его элементов и конструктивного оформления в зависимости от условий работы и размеров сооружения.

Гарантированное межшпорное расстояние—функция потокоотбояющего эффекта струй, вытекающих из косых сквозных галерей.

Единственным достоверным способом определения влияния размеров элементов сооружения на эффект его работы является лабораторно-экспериментальное исследование с последующей проверкой результатов в натуре.

В данной статье рассматривается вопрос влияния количества и размеров сквозных галерей на эффект работы СШГБ при заранее выбранных оптимальных значениях параметров $K_c = \frac{B_{cm}}{B_0}$, $p = \frac{d}{d+a}$,

a, d, b (рис. 1) [1, 4], а также влияние наклона панорной грани шпоры на размеры воронки размыва.

Анализируя работу сквозной шпоры в натуре и в лабораторных условиях, можно отметить, что в вопросе увеличения межшпорного расстояния основную роль играют струи, вытекающие из головных галерей.

Рассматривая работу шпоры, можно заметить, что размеры безразмывного межшпорного расстояния, где останавливается размыв и

* Сквозная шпора для берегозащитного сооружения с отверстиями. Авторское свидетельство № 136248.

происходит восстановление берега, являются функцией мощности и направлений струй, вытекающих из головных галерей БД (рис. 1). Что касается струй, вытекающих из галерей АВ, то их роль в создании безразрывного межшпорового расстояния небольшая. Эти струи лишь поддерживают эффект, вызванный действием потока, вытекающего из головной галереи*.

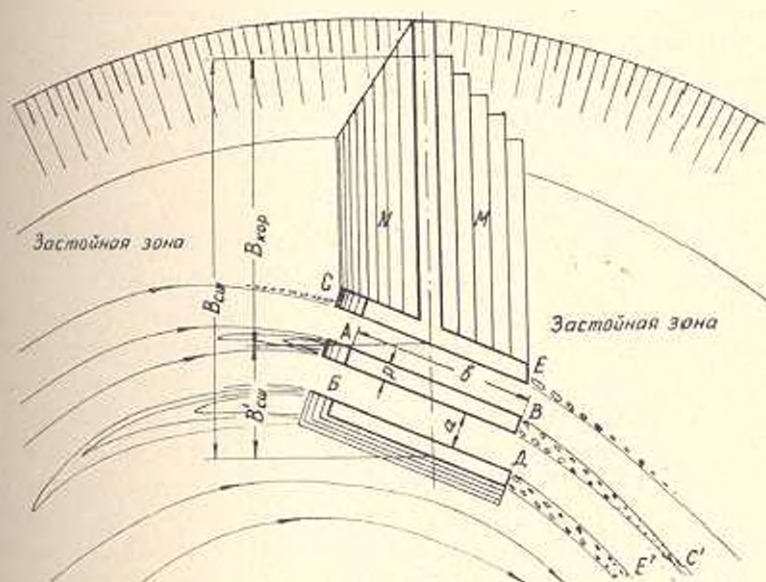


Рис. 1

Нами отдельно рассматривался вопрос возможности расширения галерей при небольших наполнениях и значительной относительной длине b/a , b/h , где b —длина сквозной галереи; h —глубина наполнения галерей; a —ширина галерей.

Для установления связи межшпорового расстояния L с числом, размерами и отношением размеров галерей нами в гидротехнической лаборатории АрмНИИГвМ были поставлены специальные исследования. При этом основные размеры шпор принимались такими, какие удовлетворяли оптимальным данным.

Ширину галерей a выбираем так, чтобы при данном ее наполнении из косых галерей вытекала бы наиболее мощная потокоотбивающая струя. Исследования показали, что при постоянном числе галерей (n) и постоянстве их суммарного входного фронта переменность ширины входных сечений галерей по длине шпоров, а также по длине галерей $d=f(b)$, не имеют, по сравнению с постоянной величиной входных сечений галерей, никаких преимуществ. Поэтому целесообраз-

* На основании указанного факта разработана сквозная шпора с косыми галереями, при этом длина головной галереи значительно превосходит длину последующих галерей (Авт. свид. № 207803, патентное М. Базилевич Н. Я.).

но ширину галереи выбрать, исходя из конкретных фактических данных, с учетом всех особенностей потока и русла.

Модельные испытания по определению оптимального числа галерей в СШГБ, основных размеров и по размещению шпор в криволинейном, а также прямолинейных участках русла и т. д. были осуществлены на основании результатов предыдущих поисковых опытов.

При оптимальном коэффициенте стеснения русла K ширина сквозных галерей была взята в пределах $a = (1,0 : 2,0) d$, т. е. $2,5 : 9,0$ см. Длина глухой части шпоры, выступающей в русло, $B_{\text{шп}}$ принималась $5 : 7,5$ см. Размеры бычков были приняты $d = 2,5 : 4,5$ см с высотой до $18,0$ см и длиной $b = 26 : 36$ см. Угол установки оси шпоры к береговой линии уреза был принят $\alpha = 90^\circ$.

Испытания проводились при числе сквозных галерей $n = 1 : 4$. На рассматриваемом участке модельного русла были установлены 3 : 5 СШГБ, при этом межшпорное расстояние L получилось $(5 : 10) B_{\text{шп}}$.

При этих исследованиях значение коэффициента стеснения сечения русла шпорой K независимо от количества и размеров бычков, старались оставлять постоянным в пределах $0,08 - 0,10$ за счет изменения размеров сечения русла или размеров бычков (табл. 1). При испытаниях показателями работы сооружения являлись: длина неразмытого межшпорного пространства L , размеры пороски размыва, размеры гряды, возникшей во втором или в третьем межшпорном пространстве, и скорость их образования. Результаты экспериментов по выявлению влияния наклона напорной грани корня и бычков на размеры воронки размыва (рис. 2) приведены в табл. 4.

Таблица 1

b/a	Длина пельной струи в долях b при значениях b/h			Длина защищаемого берега L/B _{шп} при значениях b/h		
	2	4	6	2	4	6
0,50	3,0	4,5	4,0	6,5	7,5	6,2
0,75	4,5	6,0	6,0	7,2	8,5	6,5
1,00	7,0	10,0	8,0	7,6	10,1	7,0
1,25	5,5	5,8	7,0	7,0	9,0	6,7
1,50	6,0	7,0	6,0	6,5	7,0	5,5

При модельных исследованиях были пропущены расходы, соответствующие гидрографам воды и наносов среднего течения большой горной реки.

Основные осредненные результаты опытов приводятся в табл. 1 : 4.

Из анализа приведенных данных можно сделать следующие выводы.

1. При соблюдении оптимальных размеров сооружения [1], [4], защищаемая протяженность межшпорного расстояния почти не зависит от числа сквозных галерей шпоры при постоянстве суммарной водоотпускной площади галерей.

2. При числе галерей и шноре более 4 при заданной оптимальной величине коэффициента K существенно уменьшается ширина галерей (a), что усиливает опасность засорения галерей плавающими телами.



Рис. 2.

Таблица 2

h/a	Длина целой струи в долях a при значениях h/a					Длина защищаемого берега $l/B_{\text{ши}}$ при значениях h/a				
	1	2	3	4	5	1	2	3	4	5
0.50	1.5	1.75	3.0	4.0	4.0	3.0	3.8	5.5	6.2	6.0
0.75	2.0	2.50	3.6	4.6	4.2	4.5	5.0	7.2	7.5	7.5
1.50	1.8	2.20	3.8	5.0	4.7	4.8	5.6	6.9	7.2	7.3

Таблица 3

Количество галерей и шнор (шт)	K	Длина зоны действия струй в долях $B_{\text{ши}}$	Размеры воронки размыва в см			Размеры замешенной гряды в см		
			глубина	длина	ширина	высота	длина	ширина
1	0.08	6.0	3.2	12.0	6.4	3.8	14.0	6.0
2	0.09	6.4	3.0	10.0	6.0	4.0	36.0	7.5
3	0.09	6.8	3.4	12.0	6.5	5.2	10.0	8.0
4	0.10	6.8	3.0	11.0	6.0	4.2	32.0	7.6

Таблица 4

Максимальная ширина кромки быка СШГБ	Относительное расстояние начала воронки размыва от кромки стенки a/H		Относительная глубина воронки размыва h/H		Относительная ширина воронки размыва b/H	
	при скорости течения u сек					
	1.0	0.5	1.0	0.5	1.0	0.5
0	0.5	0.30	0.75	0.45	2.50	1.8
0.25	0.3	0.20	0.70	0.40	2.20	1.5
0.50	0.1	0.05	0.65	0.30	2.00	1.3
0.75	0.0	0.05	0.60	0.25	1.75	1.0
1.00	0.1	0.20	0.50	0.25	1.50	0.7
1.50	0.5	0.70	0.40	0.10	1.30	0.5
2.00	0.8	1.20	0.30	0.10	1.00	0.3

Примечание: H — глубина воды перед шнором; a — расстояние кромки воронки размыва от шнора; h — максимальная глубина воронки размыва; b — максимальная ширина воронки размыва.

3. Уменьшение числа галерей при заданной величине K может привести к резкому увеличению ширины шпору и ее объема, вызванному требованиями гидравлики; галерея эффективно работает при больших значениях h/a (см. табл. 2).

Данные табл. 1, 2, 3 дают возможность утверждать, что оптимальное число галерей находится в пределах 2—3.

4. Для ограничения размеров воронки размыва у головы шпору целесообразно напорные поверхности корня и бычков выполнить либо ступенчато, либо наклонно (рис. 2, 3).

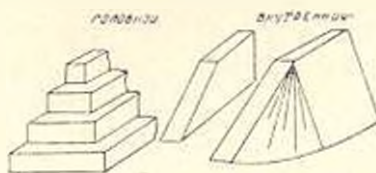


Рис. 3

5. При постоянстве относительной длины галереи (b/h), по мере изменения относительного наполнения галереи (h/a) длина цельной струи, вытекающей из галереи, и протяженность защищаемого берега в диапазоне $h/a=0,5-1,0$ увеличиваются, достигая максимума при $h/a=1,0$.

6. При значениях $b/h=2; 4; 6$ по мере изменения h/a , как длина цельной струи, вытекающей из галереи, так и защищаемая длина берега увеличиваются. При этом защищаемая длина берега приобретает свое наибольшее относительное значение при $h/a=1,0$.

ЕрПИ им. К. Маркса

Поступило 24.VI.1971

Г. А. АМБАРЦУМЯН

ՀԻՊՐԱՎԻԿ ԿՈՒՆԵՊԱՏԻՎ ՄԻՋԱՆՅՈՒ ԽԹԱՆԻ ՍԽԵՄԱՅՈՒՄ ՄԻՋԱՆՅՈՒ ՍՐԱՀՆԵՐԻ ԹՎԻ ԸՆՏՐՈՒՄՆ ԶԱՐՅՈՒ ՇՈՒՐՋԸ

Ա. Լ. ՓԻՆՓԻՆ

Հոդվածը նվիրված է լայնական հիդրավրիկ դիմադրատով միջանցիկ խթանի կառուցվածքի որոշ հարցերի ուսումնասիրությանը: Կառուարտոր ուսումնասիրությունների հիման վրա բացահայտված է միջանցիկ խթանի աշխատանքի մեխանիզմը և պարզված է՝ որ, եթե խթանը տեղադրվում է զուտ ափի ողողումը կանխելու և ողողված ափը վերականգնելու նպատակով, ապա ափի պետք է բաղկացած լինի խուլ արմատամասից և 2—3 միջանցիկ սրահներից: Պարզված է, որ խթանի խուլ և միջանցիկ մասերի պատերի ճակատը թեքելով կարելի է խիստ նվազեցնել ողողման փոսարտերի չափերը: Տրված է միջանցիկ խթանի նոր սխեմա:

ЛИТЕРАТУРА

1. Аябарцумян Г. А. Некоторые новые исследования по сквозным шпорам с гидравлическим барьером. «Известия АН Арм. ССР (серия Т. II)», т. XVII, № 4, 1961.
2. Аябарцумян Г. А. О некоторых вопросах гидравлического расчета СШГБ «Известия АН Арм. ССР (серия Т. II)», т. XIII, № 1, 1960.
3. Аябарцумян Г. А. Берегоукрепительные и береговосстановительные сооружения. «Известия управления сельхознауки МСХ Арм. ССР», № 3, 1962, Ереван.
4. Исачян Р. М., Аябарцумян Г. А., Мартикян Р. С. Некоторые вопросы гидравлического расчета берегозащитных поперечных шпор. Труды АрмНИИИМ, т. III, Ереван, 1958.

ТЕПЛОТЕХНИКА

Э. А. МКРТУМЯН, Р. С. АПВАЗЯН

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ИНДИКАТОРНОГО К.И.Д. ДИЗЕЛЯ
ПО НАГРУЗОЧНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКЕ

Процесс трансформации химической энергии топлива в механическую работу на валу дизеля сопровождается тепловыми и механическими потерями. Имея различную природу, эти потери оказывают различное влияние на количественную и качественную картину протекания нагрузочной характеристики. Это дает возможность по нагрузочным характеристикам с достаточной для практических расчетов точностью определить закономерность протекания индикаторного к.и.д. дизеля под воздействием того или иного внешнего или внутреннего фактора. В статье дается новый, графо-аналитический метод определения индикаторного к.и.д. дизеля по нагрузочной характеристике.

Уравнение нагрузочной характеристики. При работе дизельного двигателя по нагрузочной характеристике основным фактором внешнего воздействия на рабочий процесс двигателя является количество топлива, подаваемого за цикл. Изменение подачи топлива за цикл влечет за собой изменение коэффициента избытка воздуха, условий смесеобразования и, как следствие этого, изменение рабочего процесса дизеля, а и турбопоршневых дизелях также и рабочего процесса турбины и компрессора. Следствием всех этих изменений и является изменение мощности и удельного расхода дизеля по нагрузочной характеристике. Поэтому нагрузочную характеристику целесообразно представить в виде зависимости среднего эффективного давления от расхода топлива, причем, в качестве единицы расхода топлива следует выбрать такую его удельную величину, которая не зависит ни от скоростного режима, ни от конструктивных особенностей дизеля. Такую универсальную величину расхода топлива можно установить из рассмотрения структуры аналитического выражения удельного эффективного расхода топлива, записанного в виде

$$g_e = \frac{27 \cdot 10^3 \cdot K_1}{P_e} \quad (1)$$

где $K_1 = g_n / V_h$ — представляет собой удельное количество топлива, введенного в двигатель $[g/cm^3]$; g_e — цикловой расход топлива, в g ; V_h — рабочий объем двигателя, в cm^3 ; P_e — среднее эффективное давление, в kG/cm^2 .

Величина K характеризует «топливонапряженность» рабочего объема двигателя. Она не зависит ни от скоростного режима двигателя, ни от его конструкции.

Взаимосвязь между средним эффективным давлением и «топливонапряженностью» можно установить из рассмотрения (1), записанного в виде

$$g_e = \frac{27 \cdot 10^3}{W_e} \quad (2)$$

где $W_e = P_e K$ — эффективная работа дизеля, отнесенная к одному грамму введенного в двигатель топлива, в $\text{кгс}/\text{см}^2$.

Удельную эффективную работу W_e можно определить из баланса работы дизеля как разность между удельной индикаторной работой W_i и удельной работой трения W_r , отнесенной к одному грамму введенного в двигатель топлива, т.е.

$$\frac{P_e}{K_i} = \frac{P_i}{K_i} - \frac{P_{\text{мн}}}{K_r}, \quad (3)$$

где $P_{\text{мн}}$ — среднее давление механических потерь, Индикаторная удельная работа, полученная от сгорания одного грамма топлива, будет.

$$\frac{P_i}{K_i} = A H_u \gamma_i = C \gamma_i, \quad (4)$$

где H_u — теплотворная способность топлива, в $\text{ккал}/\text{г}$; A — механический эквивалент тепла, в $\text{кгс}/\text{см}^2/\text{ккал}$; $C = A H_u = \text{const}$ (для среднего состава дизельного топлива $C = 441 \cdot 10^3 \text{ кгс}/\text{см}^2$).

Подставив значение P_i/K_i в (3), получим аналитическое выражение нагрузочной характеристики

$$P_e = C K_i \gamma_i - P_{\text{мн}}. \quad (5)$$

Характерные особенности кривой $P_e = f(K_i)$. Из уравнения (5) очевидно, что среднее эффективное давление по нагрузочной характеристике при заданном расходе топлива K_i определяется двумя параметрами — индикаторным к.п.д. γ_i и средним давлением механических потерь $P_{\text{мн}}$. Рассмотрим влияние этих параметров на нагрузочную характеристику.

На индикаторный к.п.д. современного быстроходного дизеля сильно влияют: степень сжатия, коэффициент избытка воздуха, степень повышения давления при сгорании, степень равномерности распределения топлива по объему камеры сгорания.

В условиях нормальной эксплуатации изменение подачи топлива по нагрузочной характеристике слабо сказывается на степени повышения давления при сгорании. Непосредственное влияние на γ_i степени распределения топлива по объему камеры сгорания также не велико. Что касается коэффициента избытка воздуха, то наиболее сильное

[1]. Эти кривые имеют две характерные области: область рабочих величин коэффициента избытка воздуха от $\alpha = 1,3 : 1,4$ до $\alpha = 2,2 - 2,4$, где индикаторный к.п.д. быстро возрастает при увеличении α , и область больших величин коэффициента избытка воздуха от $\alpha = 2,2 : 2,4$ до $\alpha = 5,0 : 5,5$, которая соответствует прямолинейному участку

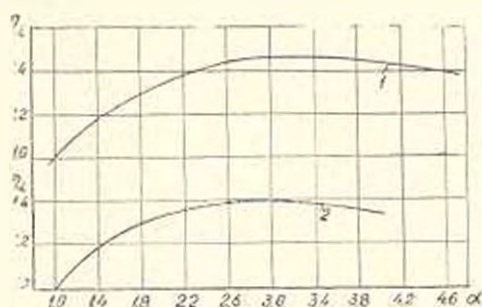


Рис. 2 Относительное изменение индикаторного к.п.д. дизелей и зависимости от коэффициента избытка воздуха:
1 — по данным А. И. Толстова [2].
2 — по данным Д. А. Портнова [1].

нагрузочной характеристики, где индикаторный к.п.д. остается практически неизменным. Проведенные нами эксперименты показали, что, независимо от размерности, способа подачи воздуха и скоростного режима работы дизеля, точке I (рис. 1), разделяющей прямолинейный участок от криволинейного, соответствуют значения $\alpha = 2,4 : 2,2$.

Это означает, что в дизелях с объемно-плунжерным смесеобразованием граница полного сгорания лежит в пределах $\alpha = 2,4 : 2,2$.

Определение $P_{\text{мш}}$ и η_i по кривой $P_e = f(K_{\text{тх}})$. Из проведенного анализа следует, что прямолинейный участок весьма стабилен и составляет более 2/3 общей протяженности нагрузочной характеристики. Продолжив на рис. 1 прямолинейный участок KI в направлении малых нагрузок, отсечем на оси абсцисс отрезок OK'' , пропорциональный расходу топлива на холостом ходу $K_{\text{тх}}$, и на продолжении оси ординат — отрезок OO' , пропорциональный среднему давлению механических потерь на холостом ходу $P_{\text{мшх}}$.

Согласно (5), для произвольного значения $K_{\text{тх}}$ на прямолинейном участке искомая величина среднего давления механических потерь будет

$$P_{\text{мш}} = CK_{\text{тх}} \eta_i - P_{e\text{тх}} \quad (6)$$

Заменив в (6) $C\eta_i = \text{const} = C_1$ и подставив, согласно рис. 1,

$$P_{e\text{тх}} = \text{tg} \varphi (K_{\text{тх}} - K_{\text{тх0}}) \text{ и } P_{\text{мшх}} = \text{tg} \varphi \cdot K_{\text{тх0}},$$

получим

$$K_{м1,х} = K_{м0,х} + K_{1,х}(C_1 - \mu g \tau) \quad (7)$$

или

$$K_{м0} = K_{м0,х} - C_2 K_{1,х} \quad (8)$$

где $C_2 = C_1 - \mu g \tau$; μ — отношение масштабов.

Из (8) видно, что характер кривой $K_{м0,х} = f(K_{1,х})$ зависит от знака у постоянной C_2 :

при $C_1 > \mu g \tau$ с повышением нагрузки растет $P_{м0}$

при $C_1 < \mu g \tau$ с повышением нагрузки уменьшается $P_{м0}$;

при $C_1 = \mu g \tau$ $P_{м0}$ от нагрузки не зависит.

Имеющиеся в литературе экспериментальные данные, относящиеся к исследованиям механических потерь в дизелях, достаточны для определения искомого значения C_2 . Большинство исследователей, однако, считает, что среднее давление механических потерь слабо зависит от нагрузки. Д. А. Портнов [1] на основе обобщения результатов различных дизелей утверждает, что отношение давления всасывания к давлению на выпуске, которым, в основном, определяется величина механических потерь на насосные ходы, мало изменяется даже в мощных турбопоршневых дизелях. Таким образом, без большой погрешности можно принять, что на данном скоростном режиме и при неизменных прочих регулировочных параметрах дизеля *среднее давление механических потерь не зависит от нагрузки и равно среднему давлению механических потерь дизеля на режиме холостого хода*.

Приняв $K_{м0,х} = K_{м0,х0}$, можем, согласно (5), определить значение индикаторного к.и.д. для любой нагрузки $K_{1,х}$ по нагрузочной характеристике из соотношении

$$\eta_i = \frac{P_{ср} + P_{м0,х}}{CK_{1,х}},$$

где $P_{м0,х} = \mu g \tau \cdot K_{м1,х0}$.

Для прямолинейного участка нагрузочной характеристики, где

$$P_{ср} = \mu g \tau (K_{1,х} - K_{1,х0}),$$

$$\eta_i = \frac{\mu g \tau}{C} = \text{const.}$$

т. е. индикаторный к.и.д. прямо пропорционален тангенсу угла наклона нагрузочной характеристики к оси абсцисс.

Таким образом, графо-аналитический метод определения индикаторных показателей дизелей по их нагрузочным характеристикам, излагаемый в статье, можно использовать для глубокого анализа рабочего процесса дизелей, применяя при этом сравнительно доступные средства.

Է. Ա. ՄԻՔՏՈՒՄՅԱՆ, Ռ. Ս. ԱՆՉԱԶՅԱՆ

ԻՌԶԵԼԻ ԻՆՏԵՐԱՆՏՈՐԱՅԻՆ Ա.Գ.Ի.-Ի ՈՐՈՇՈՒՄԸ ԸՈՏ ԲԵՏՆԱԳԱՅՈՒԹՅԱՆ,
ԲԵՌԻՔԼԵՐԻ

Ա մ փ ո փ ո մ

Հաջնամբում շարադրված է դիզելի ինդիվիդուալային օգտակար զործողության զործակցի որոշման նոր՝ գրաֆոտանալիտիկ մեթոդ: Առաջարկվող մեթոդը կարող է ծառայել համեմատարար մատչելի միջոցներիով դիզելային շարժիչների պրոցեսի խոր վերլուծություն կատարելու համար:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Портнов Д. А. Выходные турбиноршневые двигатели с воспламенением от сжатия. Машгиз, М., 1963.
2. Толстова Л. И. Процессы сгорания топлива и сгорания в дизельном двигателе с воспламенением от сжатия при малых: Труды ВНИИОЭ Машгиз, 1964.

ТЕПЛОТЕХНИКА

А. М. МКРТЧЯН

К АНАЛИЗУ ТЕПЛОВЫХ СХЕМ ПАРОГАЗОВЫХ УСТАНОВОК

Рациональное сочетание в низкотемпературных частях тепловой схемы парогазовой установки (ПГУ) способствует значительному повышению ее технико-экономической эффективности. Решение этого вопроса без учета изменения системы регенерации в паровой части схемы ПГУ противоречит принципу комбинирования двух энергетических циклов—газотурбинного и паротурбинного. Настоящее исследование отличается от имеющихся тем, что при анализе и оптимизации низкотемпературной части тепловой схемы ПГУ учитывается изменение системы регенерации парового цикла через коэффициент энергоценности (к. э.) тепла отборного пара [1]. Известно, что это изменение является результатом вытеснения тепла пара из отборов паровой турбины теплом продуктов сгорания газовой турбины, т. е. зависит от схемы комбинирования двух циклов. Расчеты, проведенные нами, позволили выявить некоторые преимущества применения к. э. тепла при анализе и оптимизации тепловой схемы ПГУ. Это выражается тем, что аналитические зависимости для оптимизируемых параметров получаются довольно простыми и довольно четко вырисовывается взаимосвязанность этих параметров при сочетании двух энергетических циклов.

Примениительно к ПГУ с ВПГ рассматривается регенеративная часть тепловой схемы ПГУ (рис. 1), в которой осуществлен парал-

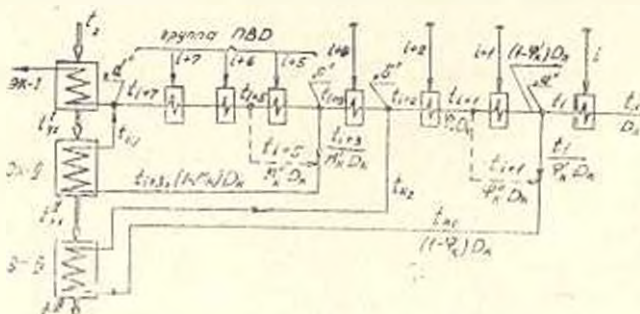


Рис. 1 Регенеративная часть тепловой схемы ПГУ с параллельным подогревом питательной воды.

лельный подогрев питательной воды. Из схемы видно, что некоторое количество конденсата $(1 - \varphi_k) D_k$, проходя через экономайзер III ступени (ЭК—III), нагревается от t_k до t_{k2} и в точке б смешивается с

остальной водой $\approx D_4$, нагреваемой отборным паром в регенеративных подогревателях низкого давления. Аналогичное разветвление питательной воды происходит и в части высокого давления схемы ПГУ. В качестве оптимизируемых принимаются параметры ЭК—III: температура $t_{\text{вн}}$, расход питательной воды $(1-\alpha_4)$ и температура уходящих газов $t_{\text{гв}}^{\text{III}}$. При оптимизации параметров экономайзера II ступени обязательным условием является учет изменения $t_{\text{вн}}$ на известные оптимальные параметры ЭК—III. Оптимальные параметры определяются исходя из условия минимума расчетных затрат, согласно [2]. Для параметра $t_{\text{вн}}$ уравнение запишется в виде

$$\frac{\partial \Sigma Z}{\partial t_{\text{вн}}} = (P_4 + 1) \left(C_{\text{эк-III}} m' \cdot \frac{\partial F_{\text{эк-III}}}{\partial t_{\text{вн}}} + C_{\text{пнд}} \frac{\partial F_{\text{пнд}}^{\text{III}}}{\partial t_{\text{вн}}} \right) - C_{\text{вн}} \frac{\partial B}{\partial t_{\text{вн}}} = 0, \quad (1)$$

где P_4 — коэффициент, учитывающий амортизационные отчисления от капиталовложений;

$\alpha = 1/\eta$ — нормативный коэффициент окупаемости;

$C_{\text{эк-III}}$, $C_{\text{пнд}}$ и $C_{\text{вн}}^p$ — соответственно удельные стоимости ЭК—III, регенеративного подогревателя низкого давления (ПНД) и топлива;

$F_{\text{эк-III}}$ и $F_{\text{пнд}}^{\text{III}}$ — соответственно поверхности нагрева ЭК—III и ПНД;

h_m — число часов использования в году;

m' — коэффициент, учитывающий дополнительное капиталовложение, компенсирующее снижение мощности газовой ступени вследствие сопротивлений в газовом тракте ЭК—III, а также дополнительные годовые издержки, связанные с увеличением расхода топлива (B) по той же причине. Общий вид этого коэффициента следующий:

$$m' = 1 + \frac{1}{2000} \frac{\gamma_{\text{гв}}^{\text{III}} \eta_{\text{гв}}^{\text{III}}}{\gamma_{\text{гв}}^{\text{IV}} \eta_{\text{гв}}^{\text{IV}}} \left[\frac{C_{\text{эм}}}{C_{\text{эк-III}}} - \frac{C_{\text{г}}^p b_{\text{гв}}}{C_{\text{эк-III}} (P_4 + 1)} \right], \quad (2)$$

где

$C_{\text{эм}}$ — стоимость заменяемой мощности;

$b_{\text{гв}}$ — удельный расход топлива на заменяемую мощность;

$\gamma_{\text{гв}}^{\text{III}}$ — средний удельный вес газа в ЭК—III;

$\gamma_{\text{гв}}^{\text{IV}}$ — удельный вес газа на газовой турбине;

α_4 — коэффициент сопротивления одного ряда труб экономайзера;

s_1 — поперечный шаг труб экономайзера;

$w_{\text{гв}}$ — средняя скорость газа в экономайзере.

Значение m' для неизменной скорости газа является постоянной величиной, поскольку изменение поверхности нагрева ЭК—III происходит за счет его глубины. Скорости газа в экономайзере (≈ 9 м/сек) выбирались на основе разработок ЦКТИ и СНИИ в пределах оптимума [3, 4]. При этом $m' = (1,68 - 1,72)$ существенно склывается на величине исследуемого параметра. Например, при $C_{\text{г}}^p = 10$ руб./т ут,

$w_{\text{газ}} = 9 \text{ м/сек}$; $t_{\text{гв}}^{\text{III}} = 140^\circ \text{С}$ и $(1 - \varphi_k) = 0,5$, величина m снижает значение $t_{\text{гв}}^{\text{III}}$ примерно на 7%.

Выражение (1) можно решить относительно t_k , при известных значениях отдельных составляющих $\frac{\partial F_{\text{вк-III}}}{\partial t_{k_1}}$, $\frac{\partial F_{\text{гв-III}}^{\text{I}}}{\partial t_{k_1}}$ и $\frac{\partial B}{\partial t_{k_1}}$. Значение $\frac{\partial F_{\text{вк-III}}}{\partial t_{k_1}}$ определяется из теплового баланса ЭК — III при условии соблюдения независимого режима работы этой ступени относительно ЭК — II. Тогда

$$\frac{\partial F_{\text{вк-III}}}{\partial t_{k_1}} = \frac{G_k C_p^k}{K_{\text{вк-III}}} \cdot \frac{t_{\text{гв}}^{\text{II}} - t_{\text{гв}}^{\text{III}}}{\Delta t_k \Delta t_2} \quad (3)$$

Исходные данные для выражения (3) следующие:

$$t_{\text{гв}}^{\text{III}} = \text{const}; (1 - \varphi_k) = \text{const}; t_{k_1} = \text{var}; \Delta t_1 = t_{\text{гв}}^{\text{III}} - t_{k_1} = \text{var}; \\ \Delta t_2 = t_{\text{гв}}^{\text{II}} - t_{k_1} = \text{var}; F_{\text{вк-III}} = \text{var}.$$

Из теплового баланса регенеративного подогревателя $(i+1)$ при

$$(t_i; t_{i-1}; D_{\text{вк}i}; K_{\text{вк}i}) = \text{const} \text{ и } (t_k; F_{\text{вк}i}^{\text{I}}; 1 - \varphi_k) = \text{var}$$

определяется

$$\frac{\partial F_{\text{вк}i}^{\text{I}}}{\partial t_{k_1}} = \frac{\partial F_{\text{вк}i}^{\text{I}}}{\partial t_{k_1}} \cdot \frac{\partial t_{k_1}}{\partial t_{k_1}} = \frac{D_k C_p^k (1 - \varphi_k)}{K_{\text{вк}i} D_{\text{вк}i}} \quad (4)$$

где

$K_{\text{вк}i}$ и $D_{\text{вк}i}$ — коэффициент теплопередачи и температурный напор ПНД;

$\frac{\partial B}{\partial t_{k_1}}$ — определяется исходя из теплового баланса ПНД при

$$(t_i; t_{i-1}; t_{i+1}) = \text{const}; (1 - \varphi_k, Q_{\text{отб}}^{\text{I}}) = \text{var}.$$

Тогда

$$\frac{\partial B}{\partial t_{k_1}} = \frac{\partial B}{\partial Q_{\text{вк}}} \cdot \frac{\partial Q_{\text{вк}}}{\partial Q_{\text{отб}}^{\text{I}}} \cdot \frac{\partial Q_{\text{отб}}^{\text{I}}}{\partial t_{k_1}} \cdot \frac{\partial t_{k_1}}{\partial t_{k_1}} \quad (5')$$

В конечном виде

$$\frac{\partial B}{\partial t_{k_1}} = \dot{\varepsilon}_{i+1} \frac{D_k C_p^k (1 - \varphi_k)}{Q_{\text{вк}i}^{\text{I}}} \quad (5)$$

где $\dot{\varepsilon}_{i+1}$ — к. э. тепла $(i+1)$ -го отбора; $\varphi_{\text{отб}}$ — к. п. д. высоконапорного парогенератора.

При выводе выражения (5) не было учтено влияние t_{k_1} на величину расхода топлива. С учетом этого обстоятельства

$$\frac{\partial B}{\partial t_{k_1}} = \frac{\dot{\varepsilon}_{i+1} \dot{\varepsilon}_{i+2}}{\dot{\varepsilon}_{i+1} + \dot{\varepsilon}_{i+2}} \frac{D_k C_p^k (1 - \varphi_k)}{Q_{\text{вк}i}^{\text{I}}} \left(1 + \frac{\Delta t_{i+2}}{t_{i+1} - t_{k_1}} \right) \quad (6)$$

$\dot{\varepsilon}_{i+2}$ — к. э. тепла отборного пара $i+2$; Δt_{i+2} — температурная разность питательной воды к $(i+2)$ -ому подогревателю.

С учетом (3), (4) и (6) уравнение (1) принимает вид:

$$t_k^3 - A t_k^2 - B t_{k_1} + C = 0, \quad (7)$$

$$\text{где } A' = \frac{t_{i+1}}{1 + A_2/A_1} + \frac{t_{i+2}}{1 + A_1/A_2} + \left[t_{yx}^{II} + t_{yx}^{III} + \frac{\gamma_k}{1 - \varphi_k} (t_{yx}^{II} - t_{yx}^{III}) \right];$$

$$B' = \left[t_{yx}^{II} + t_{yx}^{III} - \frac{\gamma_k}{1 - \varphi_k} (t_{yx}^{II} - t_{yx}^{III}) \right] \left(-\frac{t_{i+1}}{1 + A_2/A_1} - \frac{t_{i+2}}{1 + A_1/A_2} \right) +$$

$$+ t_{yx}^{III} \left[\frac{\gamma_k}{1 - \varphi_k} (t_{yx}^{II} - t_{yx}^{III}) - t_{yx}^{III} \right] + \frac{m'A_3}{A_1 + A_2};$$

$$C' = \frac{t_{yx}^{III} \left[\frac{\gamma_k}{1 - \varphi_k} (t_{yx}^{II} - t_{yx}^{III}) - t_{yx}^{III} \right] (A_1 t_{i+1} + A_2 t_{i+2}) + m'A_2 t_{i+1}}{A_1 + A_2}.$$

В этих выражениях

$$A_1 = \frac{(P_a + \varepsilon) C_{\text{плз}} (1 - \varphi_k)}{K_{\text{плз}} n_{\text{плз}}};$$

$$A_2 = \frac{C_m h_m (1 - \varphi_k) \xi_{i+1} \xi_{i+2}}{Q_p^u \tau_{\text{плз}} (\xi_{i+1} + \xi_{i+2})}; \quad A_3 = \frac{(P_a + \varepsilon) \gamma_k C_{\text{гк-III}} (t_{\text{гк-III}}^{II} - t_{\text{гк-III}}^{III})}{K_{\text{гк-III}}};$$

γ_k — соотношение водяных эквивалентов ЭК—III.

С учетом (3), (4) и (5) уравнение (1) принимает более упрощенный вид

$$t_{k1}^{IV} - \left[t_{yx}^{II} + t_{yx}^{III} - \frac{\gamma_k}{1 - \varphi_k} (t_{yx}^{II} - t_{yx}^{III}) \right] \left[t_{k1} - t_{yx}^{III} \right] \left[\frac{\gamma_k}{1 - \varphi_k} (t_{\text{гк-III}}^{II} - t_{\text{гк-III}}^{III}) \right] -$$

$$- t_{yx}^{III} t_{yx}^{III} + \frac{A_3 m'}{A_1 + \frac{C_m h_m \xi_{i+1} (1 - \varphi_k)}{Q_p^u \tau_{\text{плз}}}} = 0.$$

Применительно к проекту парогазовой установки мощностью 20000 кВт по схеме ЦКТИ были проведены расчеты по (7) и (8) для ряда величин $t_{\text{гк-III}}^{III}$, $(1 - \varphi_k)$ и стоимости топлива (рис. 2 и 3). Исследование проведено при следующих данных:

$\tau_{\text{плз}} = 9$ м.сек; $\gamma_k = 0,387$; $C_{\text{гк-III}} = 19,6$ руб./м²; $C_{\text{плз}} = 17,6$ руб./м²;

$\eta_{\text{плз}} = 13$ С; $\tau_{\text{плз}} = 0,935$; $t_{\text{гк-III}}^{II} = 200$ С; $P_a + \varepsilon = 0,225$;

$m' = 1,68$; $Q_p^u = 7000$ ккал/м²·с = 29330 кДж/м²·с; $h_m = 7000$ час/год;

$K_{\text{плз}} = 3000$ ккал/м²·град·час = 3489 Вт/м²·град; $K_{\text{гк-III}} = 120$

ккал/м²·час·град = 138,56 Вт/м²·град.

В расчетах было учтено влияние как газовой ступени, так и давления в конденсаторе и давления в отборах паровой турбины на оптимизируемые параметры через к. э. тепла, согласно методике [1]. Проведены сравнительные расчеты для выявления эффективности тепловой схемы ПГУ—200—130. Эти расчеты относятся к случаям, когда имеется переход от проектного значения $t_{k1} = 69,7$ С к оптимальному $t_{k1}^{\text{опт}} = 98$ С (рис. 2, пунктирные кривые) при одинаковых стоимостях топлива и $(1 - \varphi_k)$ и $t_{\text{гк-III}}^{III}$. В соответствии с этим относительное изменение расхода топлива примерно 0,32%, что составляет около 125 кг/час при общем расходе топлива на ПГУ 39197 кг/час.

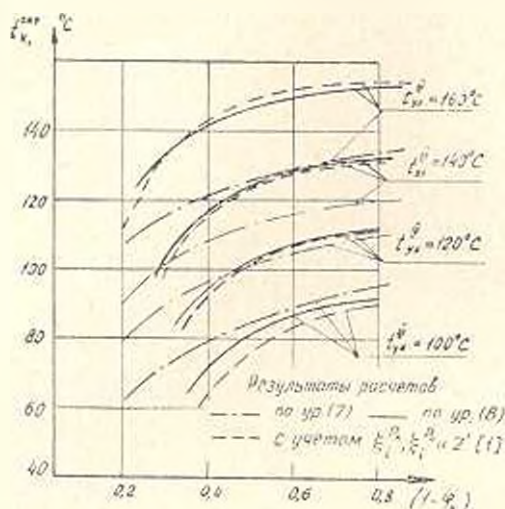


Рис. 2. Оптимальная температура конденсата на входе и экономайзер III ступени в зависимости от расхода и температуры уходящих газов при стоимости топлива 10 руб./т, γ_T .

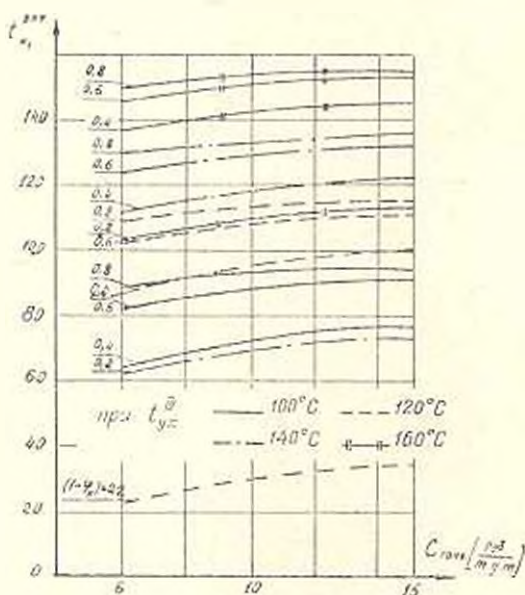


Рис. 3. Изменение оптимальной температуры конденсата в зависимости от стоимости топлива при различных расходах и температурах уходящих газов.

Аналогично (1) были выведены соответствующие зависимости и для параметров t_{y2}^{opt} , $(1 - \tau_k)$ и $(1 - \mu_k)$. Результаты расчетов для t_{y2}^{opt} и $(1 - \tau_k)$ приведены на рис. 4 и 5. В соответствии с полученными данными (рис. 2, 4, 5) были построены обобщенные кривые для оптимизи-

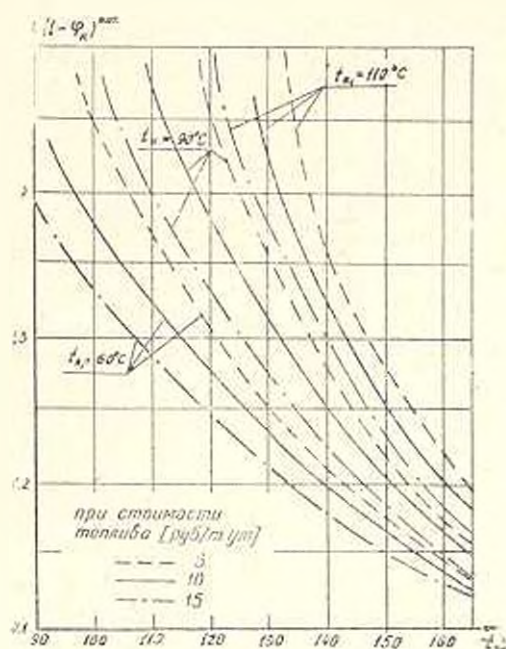


Рис. 4. Зависимость оптимального расхода конденсата от температуры уходящих газов при различных температурах нагревающей воды и стоимости топлива

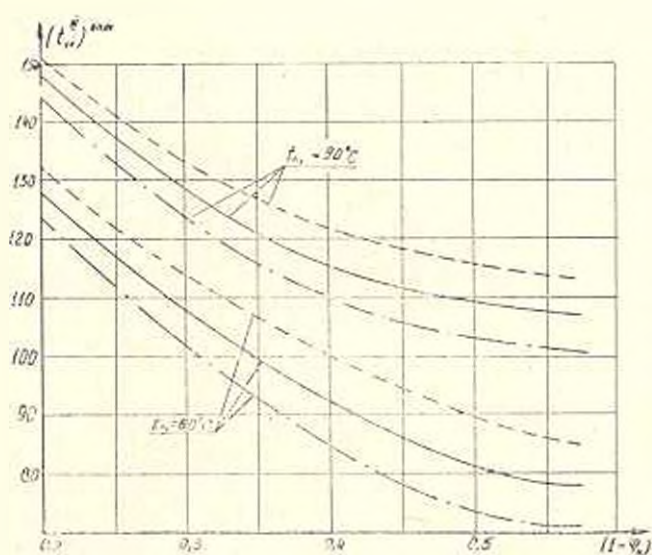


Рис. 5. Зависимость температуры уходящих газов от расхода конденсата и стоимости топлива

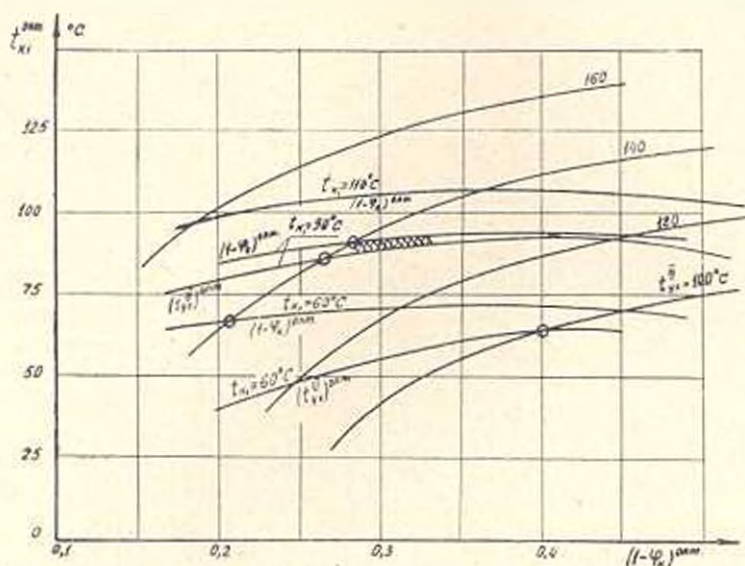


Рис. 6. Изменение оптимальной температуры конденсата в зависимости от оптимального расхода и оптимальной температуры уходящих газов при стоимости топлива 6 руб./т. цт

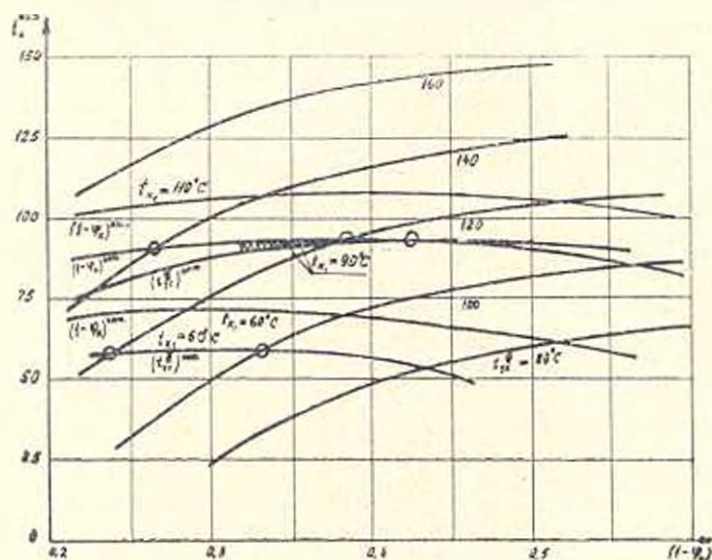


Рис. 7. Изменение оптимальной температуры конденсата и зависимости от оптимального расхода и оптимальной температуры уходящих газов при стоимости топлива 10 руб./т. цт

руемых параметров t_{K1} , $(1 - \varphi_k)$ и t_{K2}^{opt} (рис. 6 и 7). Так как оптимальные значения этих величин должны соответствовать одновременно уравнениям расчетных затрат, имеющим вид (1), то на рис. 6 и 7 этому условию соответствуют лишь точки пересечения кривых, которые обведены кружками, или заштрихованные области, т. е. такие,

для которых значения t_k , отмеченные на кривых и читаемые по оси ординат, совпадают. Таким образом, выведенные аналитические зависимости выявляют взаимосвязанность параметров низкотемпературной части схемы ПГУ, позволяют получить обобщенные кривые для оптимизируемых параметров с помощью к. э. тепла отборного пара. Результаты расчетов, проведенных по данной методике, хорошо согласуются с данными [3,5].

ЕрIII им. К. Маркса

Поступила 27.XII.1971

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Галюлян А. Э., Мкртчян А. М. Методика расчета базисных значений коэффициентов энергоценности тепла отборного пара в схеме парогазовой установки. «Известия АН Арм. ССР (серия Т. Н.)», т. XXIII, № 2, 1970.
2. Методика технико-экономических расчетов в энергетике. Изд. Госкомитета по науке и технике АН СССР, Минэнерго СССР, 1966.
3. Понятов В. А. Определение наилучших параметров и эффективных схем парогазовых энергетических установок. Автореферат кандидатской диссертации. Саратов, 1961.
4. Мочин С. Н., Ревзин О. Г. Выбор скоростей газов и воздуха и их возможности унификации сечений трубопроводов. «Теплоэнергетика», № 10, 1965.
5. Под редакцией Н. Н. Сафонова. Комбинированные парогазовые установки. Изд. «Энергия».

Հ. Մ. ԽԿՏՁՅԱՆ

ՀՈԳԵԳԱԶՈՎԱՅԻՆ ՏԵԽՆՈԼՈԳԻԱԿԱՆ ԶԵՐՈՒՆՅՈՒՆՆԵՐԻ ՄԻՆԵՐԱԿԱՆԵՐԻ ՎԵՐՈՒՆԵՐՈՒՄԸ

Ս. Մ. ՓԻՆՓՈՒՄ

Հողվածում բնարկվում է շողեղաղային տեղակայումների ցածր ջերմատիճանային դասերում աշխատող հանդույցների օպտիմալացման հարցը: Բերվում է օպտիմալացիայի ենթարկվող պարամետրերի հաշվարկման անալիտիկ մեթոդ՝ ելնելով շողեղաղային տեղակայման աշխատանքային պրոցեսի յուրահատկություններից և միխմում հաշվարկային ծախսերի ապահովման պայմանից:

Հաշվարկային մեթոդիկան հնարավորություն է բնձնում որոշել օպտիմալացման պարամետրերը՝ վառելիքի տարբեր արժեքից և հանդույցների տաքացման մակերեսների մեծություններից կախված:

УДК 622.73 : 519.2

Э. Р. Батян, Л. А. Жижимов

Экспериментальный метод определения работы разрушения некоторых видов полезных ископаемых

Дана новая методика определения энергии разрушения кусков твердых пород при их ударе о твердую поверхность. Разрушение достигается за счет энергии сжатой пружины. Пьезодатчиками определена скорость вылета кусков пород из экспериментальной установки.

Статья депонирована в ВНИИТИ № 5400-73 Деп.

УДК 622.73 : 519.2

Э. Р. Батян, Л. А. Жижимов

Определение коэффициентов пропорциональности работы разрушения твердых пород

Для многих степеней измельчения твердых пород с помощью формулы Ребиндера определены коэффициенты пропорциональности энергии разрушения некоторых видов твердых пород при их свободном ударе о футеровку.

Статья депонирована в ВНИИТИ № 5401-73 Деп.

УДК 622.73 : 519.2

Э. Р. Батян, Л. А. Жижимов

Частные случаи решения задачи Больцмана для непрерывного спектра масс

Методом теории вероятностей показана статистическая независимость законов распределения по массе и энергиям. Это подтверждено результатами экспериментов, полученными при динамическом ударе макрочастиц о твердую поверхность.

Статья депонирована в ВНИИТИ № 5402-73 Деп.

УДК 622.73 : 519.2

Э. Р. Батян, Л. А. Жижимов

Построение функции распределения по скоростям после разрушения макрочастицы свободным ударом

Показано, что экспериментальные законы распределения по массам и энергиям в предположении статистической независимости случайных величин определяют экстремальный характер функции распределения по скоростям. Это может быть использовано для определения тепловыделения макрочастицы при их ударе о твердую поверхность, знание которой необходимо, например, при проектировании различных дробильно-помольных установок.

Статья депонирована в ВНИИТИ № 5403-73 Деп.

УДК 622.73 : 519.2

Э. Р. Батян

Расчет на прочность патрубка центробежной дробилки

Рассматривается расчет на прочность патрубка центробежной дробилки. Для патрубка за внешние нагрузки приняты силы инерции, вызванные кориолисовым ускорением породы, а также центробежные силы инерции самого патрубка.

Статья депонирована в ВНИИТИ № 5404-73 Деп.

Характеристики колебаний некоторых частей станка 7М56 при резании Касьян М. В., Багдасарян Г. Б., Арутюнян Г. А. «Известия АН Арм. ССР (серия Т. II.)», т. XXVI, № 2, 1973, 3—10.

Изучена динамическая характеристика колебательной системы «стол-позуш» в процессе резания. Уравнения движения составлены согласно расчетной схеме, состоящей из отдельных сосредоточенных масс, соединенных упругими связями. Выделены обобщенные координаты и сокращено число учитываемых степеней свободы. Задача приведена к плоской задаче и решена с использованием уравнений Лагранжа. Полученные расчетные выражения проверены экспериментально. Проверка показала хорошую сходимость расчетных и экспериментальных данных.

Илл. 1. Табл. 4. Библ. 3 назв.

УДК 621.835+62—231.321.2

Сравнительный анализ шатуно-кулачковых и трехзвенных кулачковых механизмов Джавадян Э. Л. «Известия АН Арм. ССР (серия Т. II.)», т. XXVI, № 2, 1973, 11—17.

Дается сравнительный анализ основных силовых характеристик шатуно-кулачковых и трехзвенных кулачковых механизмов, на основании которого утверждается, что в шатуно-кулачковых механизмах по сравнению с эквивалентными трехзвенными механизмами уменьшаются: угловая скорость и угловое ускорение ролика, углы давления, нормальная реакция и проскальзывание в кулачковой паре, потери на трение в кинематических парах ролика, и увеличиваются износостойкость и ж.д. механизма.

Илл. 4. Библ. 4 назв.

УДК 62—503.4+629.113—503.4

Некоторые условия равномерной устойчивости движения на заданном интервале времени Хачатрян С. Т. «Известия АН Арм. ССР (серия Т. II.)», т. XXVI, № 2, 1973, 18—27.

Приводится определение устойчивости движения на заданном интервале времени, даются некоторые условия устойчивости и неустойчивости невозмущенного движения, а также алгоритм получения этих условий. В качестве приложения рассматривается устойчивость автомобиля с учетом бокового увода при переменной скорости движения.

Табл. 1. Библ. 6 назв.

УДК 627.141.1

Неравномерное движение селевого потока в призматических каналах с переменным уклоном дна Саноян В. Г. «Известия АН Арм. ССР (серия Т. II.)», т. XXVI, № 2, 1973, 28—34.

Исходя из уравнений неравномерного движения и транспортирующей способности, выведено дифференциальное уравнение для определения безразмерного живого сечения селепронусного канала. Получен вывод, на первый взгляд парадоксальный, результат, — заключающийся в том, что если в призматическом русле для транспортировки заданного количества наносов получается один единственный режим равномерного движения с некоторой минимальной скоростью, то при неравномерном движении по каналу с переменным уклоном дна для транспортировки того же количества наносов имеют место уже четыре различных режима.

Илл. 3. Библ. 3 назв.

Определение предельного расхода неоднородных наносов селевого потока в жестком русле по теории размерностей Асатрян Р. Г. «Известия АН Арм. ССР (серия Т. II)», т. XXVI, № 2, 1973, 35—41

С использованием теории размерностей приводятся два способа получения критериального уравнения, описывающего движение неоднородных наносов селевого потока в жестком русле. Используя критериальное уравнение и лабораторные опытные данные, получена формула для определения предельного расхода неоднородных наносов при движении потока в жестком русле, которая может быть использована при гидравлических расчетах селепронусных сооружений.

Илл. 1. Библ. 6 назв.

УДК 627.41+532.522.2

Вопросы о выборе типа скважины галерей в схеме гидравлического шноря гидравлическим барьером Амбарцумян Г. А. «Известия АН Арм. ССР (серия Т. II)», т. XXVI, № 2, 1973, 42—47

Рассматриваются некоторые вопросы схемы и элементов скважины шноря с гидравлическим барьером (СШГБ). Лабораторными исследованиями вскрыт механизм работы СШГБ и установлено, что для предотвращения размыва берега целесообразно скважину выполнить из глухой корневой и скважины части, состоящей из 2—3 бычков-галерей. Показано, что, придавая напорным поверхностям шнора-корня и бычков наклон, можно сократить размеры воронок размыва, которые уменьшаются по мере усложнения этих поверхностей. Приведена схема СШГБ с наклонными напорными поверхностями.

Илл. 3. Табл. 4. Библ. 4 назв.

УДК 621.476

Определение индикаторного КПД дизеля по нагрузочной характеристике Мкртчян Э. А., Айвозян Р. С. «Известия АН Арм. ССР (серия Т. II)», т. XXVI, № 2, 1973, 48—51

Дан новый, графоаналитический метод определения индикаторного КПД дизеля по нагрузочной характеристике. Предлагаемый метод можно использовать для глубокого анализа рабочего процесса дизелей, применяя при этом сравнительно доступные средства.

Илл. 2. Библ. 2 назв.

УДК 621.1

К анализу теплотехн. схем паровых установок Мкртчян А. М. «Известия АН Арм. ССР (серия Т. II)», т. XXVI, № 2, 1973, 54—61

Рассматривается вопрос оптимизации низкотемпературной части тепловой схемы паровой установки (ПГУ). Исходя из условия минимума тепловых затрат, приводится аналитический метод расчета оптимизации параметров с использованием коэффициента энергоценности тепла отборного пара с учетом особенностей работы паровой турбины и схемы ПГУ. Методика расчета позволяет определить оптимизируемые параметры схемы при различных значениях стоимости топлива и ценностях энергии низкотемпературных уделов ПГУ.

Илл. 7. Библ. 7 назв.

Ր Ո Վ Ա Ն Գ Ա Կ Ո Ւ Յ Յ Ո Ւ Ն

Մ Լ Է Լ Ե ա յ լ ւ ւ ու յ ու ղ

II. Վ. Կասյան, Հ. Ս. Բաղդասարյան, Հ. Հ. Հաբուրյան, 3/4/36 Հաստոցի ուրոշ հանդուցների տատանումների բնութագիրը կտրման մասանակ	3
Է. Լ. Զավալյան, Շարժախա-րոտնցքային և նոդակ բոտնցքային մեխանիզմների համեմատական վերլուծություն	11
III. Թ. Խաչատրյան, Տրված ժամանակամիջոցում շարժման հալասարաչափ կայունության որոշ պայմանների մասին	18

Հ ի դ ր ա վ լ ի կ ա, Մ ի դ ր ո տ և խ ն ի կ ա

IV. Գ. Սանոյան, Սևլավային հոսքի անհամասարաչափ շարժումը փոփոխական հատակային թերթիկում ունեցող ոչ պրիզմատիկ հոններում	28
Թ. Հ. Ասատրյան, Կոշտ հոնում սեյսմիային հոսքի անհամասեռ բարեբույնների սահմանային ելքի որոշումը բոտ չափողականության տեսությամբ	35
Գ. Ա. Համբուրժումյան, Հիդրավլիկ դիմապատու միջանցիկ խթանի սխեմայում միջանցիկ սրահների թվի բնութման նորոշի շուրջը	42

Զ և ք մ ա տ և խ ն ի կ ա

Է. Ա. Մկրտումյան, Թ. Ս. Ալվազյան, Գիդելի ինդիկատորային օ.գ.գ.-ի որոշումը ըստ բնութագրական բնութագրի	48
Հ. Մ. Մկրտչյան, Շոդեզաչային տեղակայումների ջերմային սխեմաների վերլուծություն Ավանդատված հոդվածների ամփոփումներ	54
	62

СОДЕРЖАНИЕ

Машиностроение

М. В. Кисляк, Г. Б. Багдасарян, Г. А. Арутюнян. Характеристика колебаний некоторых узлов станка 7М36 при резании	3
Э. Л. Джавадян. Сравнительный анализ шатуново-кулачковых и трехзвенных кулачковых механизмов	11
С. Т. Хачатрян. Некоторые условия равномерной устойчивости движения на заданном интервале времени	18

Гидравлика, гидротехника

В. Г. Саноян. Неравномерное движение селевого потока в непризматических каналах с переменным уклоном дна	28
Р. Г. Асатрян. Определение предельного расхода неоднородных наносов селевого потока в жестком русле по теории размерностей	35
Г. А. Амбарцумян. К вопросу о выборе числа сквозных галерей и схеме сквозной шпоры с гидравлическим барьером	42

Теплотехника

Э. А. Мкртумян, Р. С. Айвазян. Определение индикаторного к. п. д. дизеля по нагрузочной характеристике	48
А. М. Мкртчян. К анализу тепловых схем парогазовых установок	54
Аннотации депонированных статей	62



Технический редактор Л. А. АЗИЗБЕКЯН

ВФ 05778. Подписано к печати 10/VIII 1973 г., Тираж 530, Изд. 3927, Заказ 300

Формат бумаги 70×108_{1/16}. Печ. л. 4,25. Бум. л. 2,13.

Усл. печ. л. 5,95. Уч. изд. листов 4,33.

Типография Издательства АН Армянской ССР, г. Ереван