

ՀԱՅԿԱԿԱՆ ՍՍՀ
ԳԻՏՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐԻ ԱԿԱԴԵՄԻԱՅԻ

ՏԵԴԵԿԱԳԻՐ
ИЗВЕСТИЯ

АКАДЕМИИ НАУК АРМЯНСКОЙ ССР

ՏԵԽՆԻԿԱԿԱՆ ԳԻՏՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐԻ ՍԵՐԻԱ
СЕРИЯ ТЕХНИЧЕСКИХ НАУК

Издаётся с 1947 г.

Կ Ե Ր Ա Յ Ի Ռ Կ Ա Ն Կ Ո Ղ Ե Ֆ Ի Ռ

Կասյան Բ. Վ. (*պատ. խմբագիր*), Ազոնց Հ. Տ. (*պատ. խմբագրի տեղակալ*),
Ալիբրեկեկի Վ. Վ., Անտրյան Ա. Ա., Գորջյան Տ. Ա., Զաղոյան Բ. Ա., Կազար-
յան Ա. Գ., Տեր-Ազարե Ի. Ա., Փինաջյան Վ. Վ., (*պատ. խմբագրի տեղակալ*)
Պատասխանատու քարտուղար Խոնկանյան Զ. Կ.

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ

Касьян М. В. (ответ. редактор), Азониц Г. Т. (зам. ответ. редактора),
Алексеевский В. В., Ананян А. К., Гороян Т. А., Завоян М. А., Из-
заров А. Г., Пинаджян В. В. (зам. ответ. редактора), Тер-Азарьев И. А.
Ответственный секретарь Степанян З. К.

Խմբագրության նստարան՝ Երևան-19, Բարեկամության փող. 24գ.

Адрес редакции: Ереван-19, ул. Барекамутия, 24г.

МАШИНОСТРОЕНИЕ

Р. П. ДЖАВАХЯН

РАСПРОСТРАНЕНИЕ ТЕОРЕМЫ ФРЕЙДЕНШТЕЙНА НА ПЛОСКИЕ МНОГОЗВЕННЫЕ МЕХАНИЗМЫ II КЛАССА

В работе [2] Ф. Фрейдентштейном получены формулы:

$$z_2^0 = \omega_2 (\omega_1 - \omega_2) \operatorname{ctg} \psi_2 \quad (1)$$

$$a_2^0 = -z_1^0 \operatorname{ctg} \psi_2 \quad (2)$$

связывающие угол ψ_2 между продольной осью AB шатуна (рис. 1) и осью коллинеации $QP = P_1P_2$ со скоростью и ускорением ведомого звена 2 четырехшарнирного (ω_1, z_1^0) и центрально-кривошипно-ползунного (ω_2, a_2^0) механизмов при равномерном вращении их ведущих кривошипов с угловой скоростью ω_1 . Угол ψ_2 откладывается от оси шатуна QB против вращения кривошипа.

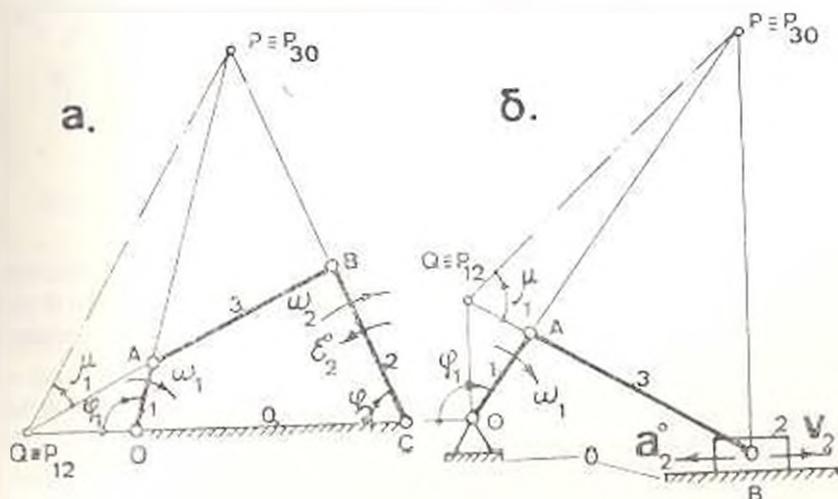


Рис. 1.

В работе [1] дается более простой вывод этих формул, распространяя их на случай дезаксимального кривошипно-ползунного и кулисного механизмов, и показывается, что для кулисного механизма применима формула (1) четырехшарнирного механизма.

Формулами Фрейдентштейна удобно пользоваться при исследовании положений четырехзвенного механизма, в которых скорость ведомого звена равна нулю.

мого звена экстремальна ($\varepsilon_2^0 - \alpha_2^0 = 0$ и $\alpha_1 = 90^\circ$), и при их синтезе по заданному экстремальному значению скорости ведомого звена; особенно если учесть, что аналитическое определение положений механизма, соответствующих экстремальным значениям скорости ведомого звена, а также значений последних для четырехзвенных механизмов приводит к решению уравнений шестой степени [4, 5].

В работе Хайна [3] предложен графоаналитический метод определения углового ускорения ведомого звена шестизвеного рычажного механизма.

В данной работе формула Фрейденштейна расширяется на плоские многозвенные механизмы, полученные путем последовательного присоединения к ведущему звену и стойке структурных групп II класса.

Рассмотрим сначала случай, когда ведущее звено O_1 четырехшарнирного механизма вращается равномерно с заданным угловым ускорением ε_1 в указанном на рис. 1, а положении, а ведомое звено BC имеет угловое ускорение ε_2 . Найдем связь между ускорениями ε_1 , соответствующим равномерному вращению кривошипа O_1C с угловой скоростью ω_1 рассматриваемого положения, и ε_2 . Имеем

$$\varepsilon_2^0 = \omega_1^2 \frac{d^2 \gamma_2}{d\tau_1^2} - \omega_1^2 \frac{d}{d\tau_2} \left(\frac{d\gamma_2}{d\tau_2} \right),$$

или, имея в виду, что $d\tau_2 = \omega_2 dt$ и $d\tau_1/d\tau_2 = \omega_1/\omega_2$, получим

$$\varepsilon_2 = \frac{1}{\omega_2} (\varepsilon_1 \omega_1 - \omega_2 \omega_1^2). \quad (3)$$

Подставляя полученное значение в формулу (1), находим

$$\frac{\varepsilon_2}{\omega_2} = \frac{\varepsilon_1}{\omega_1} + (\omega_2 - \omega_1) \operatorname{ctg} \gamma_1. \quad (4)$$

Формула (4) связывает угловые ускорения и скорости ведущего и ведомого звеньев с углом γ_1 и выражает теорему Фрейденштейна для четырехшарнирного и кулисного механизмов в случае установившегося вращения их ведущих звеньев.

Если мы имеем плоский многозвенный механизм, содержащий последовательно соединенные четырехзвенные контуры (рис. 2), то, составляя аналогичные выражения для каждого четырехзвенного контура, будем иметь:

$$\left. \begin{aligned} \frac{\varepsilon_2}{\omega_2} &= \frac{\varepsilon_1}{\omega_1} + (\omega_2 - \omega_1) \operatorname{ctg} \gamma_{12} \\ \frac{\varepsilon_3}{\omega_3} - \frac{\varepsilon_2}{\omega_2} &= (\omega_3 - \omega_2) \operatorname{ctg} \gamma_{23} \\ &\dots \dots \dots \\ \frac{\varepsilon_{n+1}}{\omega_{n+1}} &= \frac{\varepsilon_n}{\omega_n} + (\omega_{n+1} - \omega_n) \operatorname{ctg} \gamma_{n, n+1} \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

Сложив почленно левые и правые части выражений (4) и (5), исключая члены, содержащие ускорения промежуточных звеньев, получим

$$\frac{a_{n+1}}{r_{n+1}} - \frac{a_1}{r_1} = \sum_{i=1}^n (\omega_{i+1} - \omega_i) \sin \varphi_i. \quad (6)$$

В формулах (3)÷(6) все угловые скорости и ускорения, круговые стрелки которых совпадают с направлением вращения ведущего звена, положительны, в противном случае отрицательны.

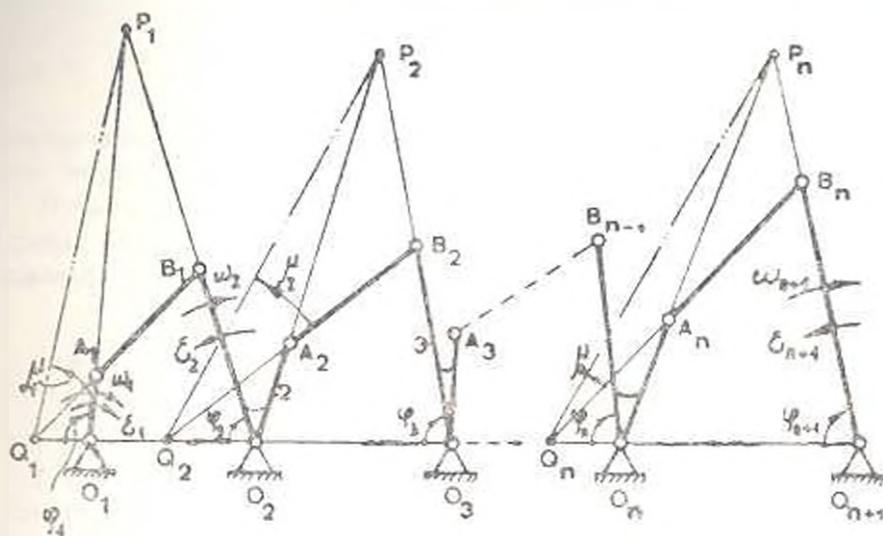


Рис. 2

Формула (6) связывает угловые скорости и ускорения ведомого (ω_{n+1} , ϵ_{n+1}) и ведущего (ω_1 , ϵ_1) звеньев многозвенного механизма, состоящего из последовательно соединенных n и четырехзвенных контуров, с угловыми скоростями ω_i промежуточных звеньев и значениями углов φ_i отдельных контуров. Она выражает теорему Фрейденштейна в общем случае последовательно соединенного многозвенного механизма (рис. 2) с неравномерно вращающимся ведущим звеном. Следует отметить, что формула (6) справедлива также для плоских многозвенных механизмов, в которых шарниры B_i (все или частично) заменены кулисными парами.

Рассмотрим теперь кривошипно-ползунный механизм. Если это ведущее звено O_1A_1 вращается неравномерно с угловым ускорением ϵ_1 в указанном на рис. 1, б положении, то ускорение ведомого ползуна будет a_2 вместо a_2^0 . Найдём связь между параметрами ϵ_1, a_2 и a_2^0 . Имеем

$$\omega_2^2 = \omega_1^2 \frac{d^2 s_1}{ds_1^2} = \omega_1^2 \frac{d}{ds_1} \left(\frac{ds_1}{ds_1} \right),$$

или, имея в виду, что $dz_1 = v_1 dt$ и $d^2 z_1 = v_2 \omega_1$, аналогично (3) получим

$$a_1 = \frac{v_2 v_1 - z_1 v_2}{v_1}.$$

Подставляя это значение в выражение (2), получим

$$\frac{a_2}{v_2} = \frac{z_1}{v_2} - v_1 \operatorname{ctg} \alpha_1, \quad (7)$$

или, имея в виду, что для ползуна $\omega_2 = 0$, для общности запишем формулу (4) и (7) запишем:

$$\frac{a_2}{v_2} = \frac{z_1}{v_1} + (v_2 - v_1) \operatorname{ctg} \alpha_1. \quad (8)$$

Для кривошипно-ползунного механизма с неравномерно вращающимся кривошипом OA формулу (8) формально можно было получить из (4), заменив в ней v_2/ω_2 отношением v_2/v_1 и приняв $\omega_2 = 0$.

Если ведомое звено плоского многозвенного механизма (рис. 2) совершает поступательное движение, то заменив последнее равенство системы (5) выражением

$$\frac{a_{n+1}}{v_{n+1}} = \frac{z_n}{v_n} + (v_{n+1} - v_n) \operatorname{ctg} \alpha_n,$$

записанным аналогично (8), и сложив, получим:

$$\frac{a_{n+1}}{v_{n+1}} = \frac{z_1}{v_1} + \sum_{i=1}^n (v_{i+1} - v_i) \operatorname{ctg} \alpha_i.$$

Пользуясь формулой (8), легко показать, что если поступательное движение совершает какое-нибудь промежуточное звено (скажем второе) плоского механизма, то, заменив (4) выражением (8) и первое выражение системы (5) равенством

$$\frac{z_2}{v_2} = \frac{a_2}{v_2} + (v_2 - v_1) \operatorname{ctg} \alpha_1,$$

полученным аналогично (8), получим ту же формулу (6).

Таким образом, в общем случае, когда плоский многозвенный механизм получается путем последовательного соединения четырехшарнирных, кривошипно-ползунных и кулисных механизмов, будем иметь

$$\gamma_{n+1} = \gamma_1 + \sum_{i=1}^n (v_{i+1} - v_i) \operatorname{ctg} \alpha_i, \quad (9)$$

где γ представляет отношение ускорения звена к его скорости (линейных или угловых в зависимости от характера движения звена), т. е.

$$\gamma_i = \frac{z_i}{v_i}; \quad \gamma_{n+1} = \frac{z_{n+1}}{v_{n+1}} \quad \text{или} \quad \gamma_{n-1} = \frac{a_{n-1}}{v_{n-1}}.$$

В формулу (9) входят ускорения только ведущего и ведомого звеньев механизма. Если механизм содержит промежуточный или конечный ползун, то для них в формуле (9) подставляется $\omega_k = 0$.

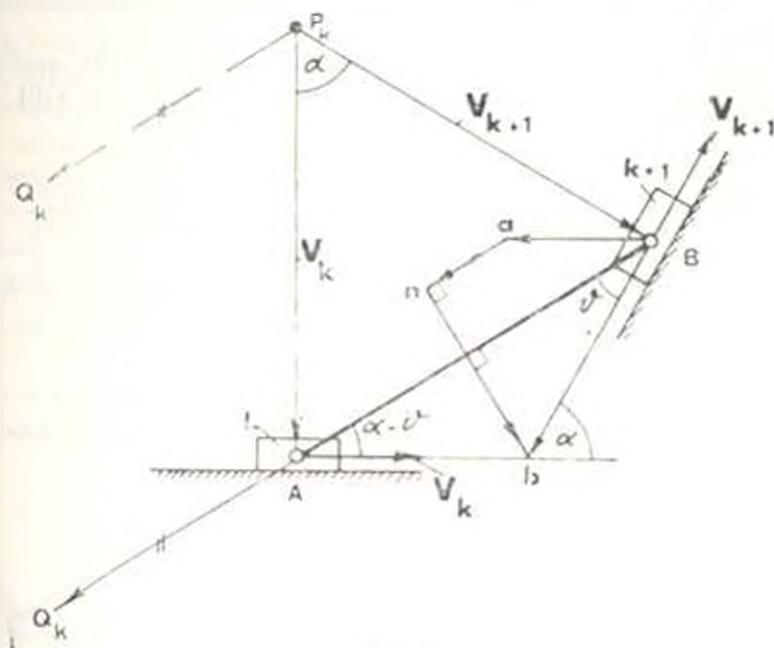


Рис. 3.

Формула (9) выражает обобщенную теорему Фрейдентштейна для многозвенных механизмов, полученных путем последовательного присоединения к ведущему звену и стойке структурных групп II класса, I, II и III видов, причем каждая последующая группа присоединяется к стойке и к звену предыдущей группы, входящему в кинематическую пару со стойкой. Следует отметить, что группы могут быть присоединены в любой последовательности. Исключение составляет случай, когда многозвенный механизм содержит две группы второго вида, присоединенные подряд, т. е. при наличии двух ползунов (выделенных на рис. 3 и обозначенных индексами k и $k+1$), шарнирно соединенных к одному и тому же шатуну. В этом случае член в формуле (9), соответствующий значению $i = k$, вырождается в неопределенность типа $0 \cdot \infty$, так как $\omega_k = \omega_{k+1} = 0$ и $\omega_k = 0$. Для нахождения связи между ускорениями a_{k+1} и a_k построим планы скоростей (P, AB) и ускорений ($Banb$) выделенной на рис. 3 части многозвенного механизма, из рассмотрения которых имеем:

$$\frac{v_{BA}}{AB} = \frac{v_B}{AB} = \frac{v_{B+1}}{\cos(\alpha - \theta)}; \quad |a_{k+1}| \cos \theta = |a_k| \cos(\alpha - \theta) = \frac{v_{BA}^2}{l}$$

Из полученных выражений с учетом знаков ускорений находим

$$\frac{\omega_{k+1}}{\omega_{k-1}} = \frac{\alpha_k}{\alpha_{k-1}} \cdot \frac{\varphi_k^2}{\varphi_{k-1}^2} \cdot \frac{\sin^2 \alpha}{l \cos^3 \beta} \quad (10)$$

где l — длина катушки; α — угол между направляющими ползунов; β — угол давления.

В рассматриваемом случае при выводе формулы (6) необходимо заменить соответствующее выражение α (5) выражением (10), и тогда получим

$$\frac{\omega_{k+1}}{\omega_{k-1}} = \frac{\alpha_k}{\alpha_{k-1}} \cdot \sum_{i=1}^{k-1, k-1, \dots, \pi} (\omega_{i+1} - \omega_i) \operatorname{ctg} \mu_i \cdot \frac{\varphi_k^2}{\varphi_{k-1}^2} \cdot \frac{\sin^2 \alpha}{l \cos^3 \beta} \quad (11)$$

т. е. в этом случае при раскрытии суммы пропускается член, соответствующий значению $i = k$, вместо которого добавляется последний член в выражении (11).

Пользуясь обобщенной формулой (9), можно найти условие $\omega_{k+1} = 0$ экстремума скорости ведомого звена многозвенного механизма, которое принимает вид

$$\frac{\alpha_k}{\alpha_{k-1}} \cdot \sum_{i=1}^n (\omega_{i+1} - \omega_i) \operatorname{ctg} \mu_i = 0 \quad (12)$$

для механизмов с неравномерно вращающимся ведущим звеном, и

$$\sum_{i=1}^n (\omega_{i+1} - \omega_i) \operatorname{ctg} \mu_i = 0, \quad (13)$$

для механизмов с равномерно вращающимся ведущим кривошипом.

Выражения (9), (11) и (13) можно использовать как для анализа движения ведомого звена с учетом неравномерности вращения ведущего звена механизма, так и при синтезе многозвенных механизмов по заданным значениям скорости и ускорения ведомого звена в заданном положении механизма.

Рассмотрим следующие задачи синтеза плоских многозвенных механизмов.

1°. Требуется проэктировать восьмизвенный механизм (рис. 4) по заданным положениям (φ_1, φ_4), скоростям (ω_1, ω_4) и ускорениям ($\varepsilon_1, \varepsilon_4$) ведущего и ведомого звеньев.

Для общности задача решается с учетом углового ускорения ведущего звена. Из формулы (6) следует, что заданные значения ω_4 и ε_4 можно получить путем соответствующего выбора схемы только одного четырехзвенного контура многозвенного механизма. В самом деле, при известных контурах* $O_1A_1B_1O_2$ и $O_2A_2B_2O_4$ из формулы (6) можно найти значение угла μ_2 для контура $O_2A_2B_2O_4$, размеры которого

* Контурсы могут быть соответственно получены по коэффициенту изменения средней скорости ведомого звена B_2O_4 и по условию обеспечения наилучших углов передачи в шарнире B_2 .

подлежат определению, и по нему — искомые размеры. Положение точки Q_2 можно найти по известным значениям угловых скоростей ω_2 и ω_1 промежуточных звеньев. Выбрав полюс P_2 по известному значению угла μ_2 , можно найти искомые размеры контура $O_2A_2B_2O_3$ и положения шарниров A_2 и B_2 на промежуточных звеньях (построения показаны стрелками). Выбор положения полюса P_2 можно подчинить условию получения хода ведомого звена или его задаче или улучшению условий передачи сил в шарнире B_2 , или, наконец, обеспечению значения угла φ_2^* , если положение B_2O_3 ведомого звена задано не относительно линии стойки (φ_2), а относительно одного из его крайних положений (φ_2^*).

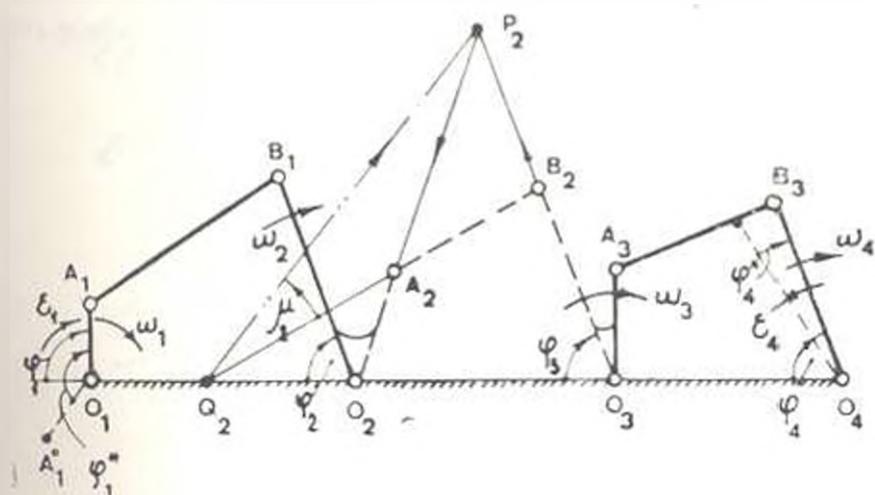


Рис. 4.

Таким образом, вышеуказанная задача синтеза многозвенового механизма сводится к синтезу только одного его контура с известными значениями скоростей и ускорений (или угла μ_1 его звеньев, входящих в кинематические пары со стойкой).

2°. Рассмотрим задачу синтеза шестизвенового механизма по максимальному значению угловой скорости вращения ведомого звена (ω_4^{\max}) при его прямом ходе. Условие (13) экстремума для шестизвенового механизма ($n = 2$) с равномерно вращающимися кривошипном ($\omega_1 = \text{const}$) принимает вид

$$(\omega_2 - \omega_1) \text{ctg} \varphi_1 + (\omega_4^{\max} - \omega_2) \text{ctg} \varphi_2 = 0, \quad (14)$$

или через аналоги угловых скоростей —

$$(z_2 - 1) \text{ctg} \varphi_1 + (z_4 - z_2) \text{ctg} \varphi_2 = 0.$$

Имеем

$$z_2 = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{d\varphi_2}{d\varphi_1} \cdot \frac{d\varphi_1}{d\varphi_2} = z_1 \cdot \frac{d\varphi_1}{d\varphi_2} = \frac{O_1Q_1}{O_2Q_1} \cdot \frac{O_1Q_2}{O_2Q_2}, \quad (15)$$

где $d\varphi_3/d\varphi_2$ — аналог угловой скорости звена 3 второго четырехзвенника. Рассмотрим сначала механизмы, в которых звено 2 является кривошипом. В этом случае аналоги $d\varphi_2/d\varphi_1$ и $d\varphi_3/d\varphi_2$ имеют по два экстремума за один оборот кривошипов. Из выражения (14) следует, что если первый четырехзвенник взят в экстремальном положении [т. е. при $\varphi_2 = 0$ и $\mu_2 = 90^\circ$, что следует из (1)], то и второй четырехзвенник нужно брать в своем экстремальном положении ($\mu_2 = 90^\circ$). В этом случае и шестизвенник и составляющие четырехзвенники находятся в положении экстремальных скоростей своих ведомых звеньев (рис. 5). Выбор точек Q_1 или Q_2 нужно подчинить условию (15) для ω_3^{\max} . Графики функций $\tau_2(\varphi_2) = \frac{d\varphi_3}{d\varphi_2}(\varphi_2)$ для составляющих четырехзвенников и $\tau_3(\varphi_2)$ для шестизвенника, построенные по формуле (15), приведены на рис. 5, б.

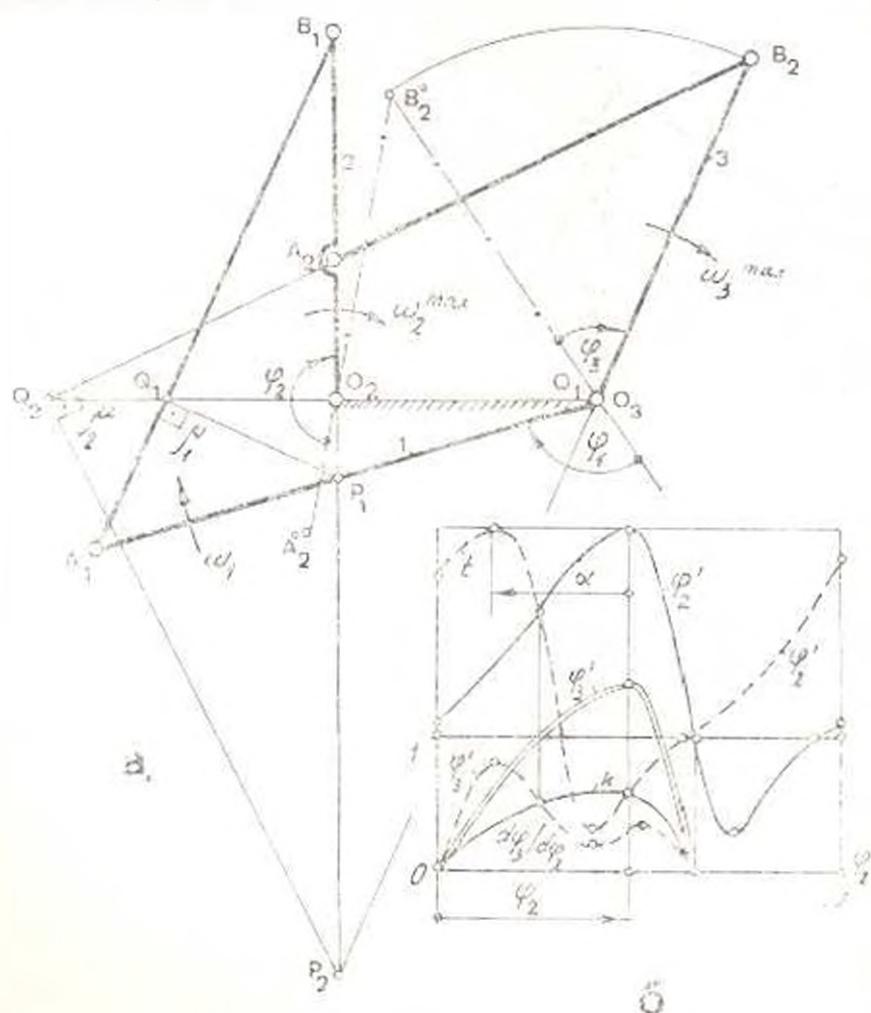


рис. 5.

Если же положения экстремальных φ_2 и $d\varphi_2/d\varphi_3$ смещены друг относительно друга на угол α (кривые k и l на рис. 3, б), то в зависимости от знака и величины угла α аналог φ_3 может иметь один или несколько экстремумов за прямой ход ведомого звена, но наибольшее значение φ_3 всегда будет меньше, чем в предыдущем случае.

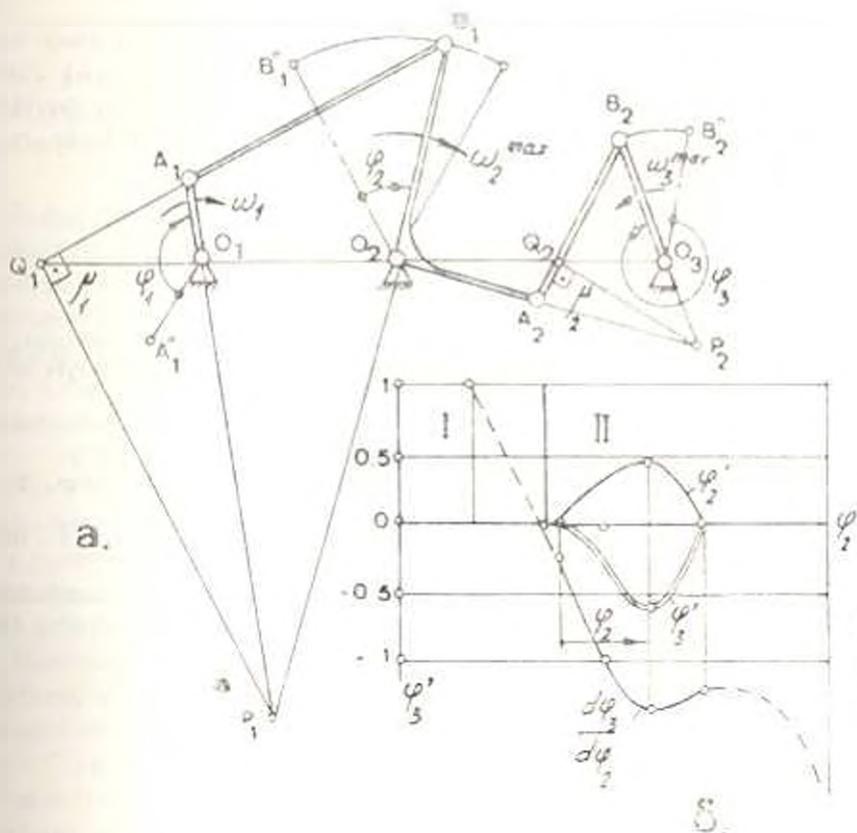


Рис. 6.

Указанные рассуждения справедливы также для случаев, когда ведомое звено совершает поступательное движение или же, когда шарниры B_1 и B_2 (вместе или в отдельности) заменены кулисными парами.

Если промежуточное звено 2 совершает полярное движение, то указанная методика справедлива только в случае, когда при рабочем ходе $\frac{d\varphi_2}{d\varphi_3} < 0$, т. е. звенья 2 и 3 вращаются в разные стороны (рис. 6, а), и двухкоромысловый механизм $O_1A_1B_2O_3$ идет на участке II (рис. 6, б).

Բ. Պ. ԶԱՎԱՆՅԱՆ

ՄԻՔՐՈՆԱԿՆԵՑՅԱԿ ԻՆՈՐԵՆՏ ՏԱՐԱՆՈՒՄԸ ԵՐԿՐՈՐԴ ԳԱՍԻ
ՀԱՐՔ ԲԱԶՄՈՂԱԿ ԻՆՆԱՆՆՈՂԻՆԵՐԻ ՎՐԱ

Ա Մ Փ Ո Փ Ն Ո Ւ Մ

Հագիտման Ֆրեյդենշտեյնի թեորեմը տարածված է երկրորդ դասի հարթ բազմաթղթի լծակալին մեխանիզմների վրա։ Արտածված է բաժնագրակ մեխանիզմի տանող և առաջող սղակների արագությունների ու արագացումների իրար հապող ընդհանուր բանաձև, որը հարելի է սղակադրձեղ մեխանիզմների կինեմատիկական վերլուծության և նախադրման ժամանակ։

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. *Борисенко Л. И.* О теореме Фрейденштейна и о некоторых графоаналитических методах анализа и синтеза четырехзвенных механизмов. Труды Института машиноведения, семинар по ТММ, 1962, т. 23, вып. 89—90.
2. *Freudenstein F.* On the Maximum and Minimum Velocities and the Accelerations in Four-Link Mechanisms. *Transaction ASME*, 1955, v. 78, 4.
3. *Hain K.* Winkelbeschleunigungen in biner ein- und ergeschalteten Getrieben. „*Werkstoff und Betrieb*“, 1971, 101, 2.
4. *Sicker K. H.* Berechnung der Gelenkviereck-Lagen für die Extremwerte des Übersetzungsverhältnisses. „*Feinwerktechnik*“, 1966, 70, 2.
5. *Sicker K. H.* Berechnung der Getriebelagen von Schubkurbel- und Kurbelchleifen für die Extremwerte des Übersetzungsverhältnisses. „*Feinwerktechnik*“, 1966, 70, 7.

МАШИНОСТРОЕНИЕ

И. Я. НИКОЛОВ, Б. С. АСЛАНЯН

ГРАВИТАЦИОННО-РАВНОМЕРНОЕ ДВИЖЕНИЕ ГРУЗОВЫХ
ТЕЛЕЖЕК ПО УКЛОННЫМ ПУТЯМ

Подвесные толкающие конвейеры (ПТК), применяемые для обслуживания производственных процессов, обеспечивают большие возможности селективного распределения грузов по технологическим ответвлениям и создания подвесных складов. Сложности и более высокая стоимость ПТК по сравнению с другими видами внутрицехового транспорта, а также повышенные требования к уходу, обслуживанию и эксплуатации, ограничивают возможности их применения в производствах с относительно малыми грузопотоками.

Это в основном объясняется тем, что перемещение грузовых тележек на отводных участках трассы ПТК производится не гравитационно, а принудительно, т. е. конвейерными системами. Достоинством гравитационного способа перемещения является простота и никакая стоимость конструкции и эксплуатации.

Основным недостатком гравитационного способа перемещения является то, что грузовые тележки, даже на малых длинах пути, при небольшом весе транспортируемого груза и угле наклона трассы порядка 1—3° развивают скорости, при которых обслуживание транспортной системы становится невозможным и может привести к авариям и несчастным случаям.

В работе [1] автор указывает: «Важно объективно проанализировать и оценить возможности и динамику самоходного движения, правильно выбрать оптимальные параметры тележек и путей, четко обусловить рациональные области применения уклонных путей, по характеру и весу транспортируемых грузов и длинам их перемещений». Однако, для обеспечения надежности гравитационного движения тележек, уклон путей приходится назначать с некоторым превышением теоретической оптимальной величины [1]. Таким образом, стремясь обеспечить надежное самоходное движение (для существующих типов конструкций тележек), невольно создаются благоприятные условия для их ускоренного движения.

Для достижения гравитационно-равномерного движения необходимо, чтобы ПТК были снабжены центробежными или другими регуляторами скорости движения.

Дифференциальное уравнение гравитационного движения тележки (рис. 1) со встроенным центробежным регулятором скорости по наклонному прямолинейному участку рельсового пути напишем в виде:

$$m \frac{dV}{dt} = (G_1 + Q) \sin \beta - c' (G_1 + Q) \cos \beta - \sum_{i=1}^n \frac{2m_i r_i^2}{D_{k,k}} \frac{d\omega}{dt} - (n-1) N f_1 \frac{D_{k,ш}}{D_{k,k}}, \quad (1)$$

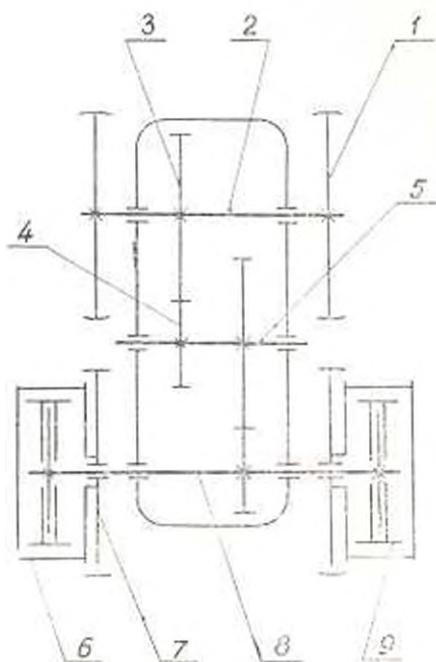


Рис. 1. Кинематическая схема тележки: 1 — колесо ходовое; 2 — вал ведущий; 3 — колесо зубчатое; 4 — шестерня; 5 — вал промежуточный; 6 — корпус регулятора; 7 — колесо ходовое; 8 — вал ведомый (регулятора); 9 — колодки тормозные.

где $G_1 + Q$ — вес тележки с грузом, кгз; β — угол наклона пути, град; $c' = \frac{2\alpha}{D_{k,k}} f d k_p$ — коэффициент сопротивления движению тележки; μ — коэффициент трения качения колеса по рельсу; f — коэффициент трения в опорах колес; k_p — коэффициент, учитывающий сопротивление движению от трения реборд или направляющих роликов о рельс; m_i, r_i — масса (в кг) и радиус инерции (в м) вращающихся частей тележки; d — диаметр шейки оси; n — передаточное число между ведущим и ведомым валами; N — нормальная сила давления тормозных элементов на внутреннюю поверхность обода тормозного шкива, кг; f_1 — коэффициент трения фрикционных поверхностей; $D_{k,ш}$ — диаметр ходового колеса, м; $D_{k,ш}$ — внутренний диаметр тормозного шкива, м.

В (1) знак плюс берется, когда направления вращения ведущего и ведомого валов противоположны, знак минус — когда совпадают.

Для регулятора с фрикционной цилиндрической поверхностью тормозного шкива центробежная сила, развиваемая тормозными элементами, будет

$$F_c = \frac{G_{т.э.}}{g} \cdot \frac{V_{л.э.}^2}{r}, \quad (2)$$

где $G_{т.э.}$ — общий вес тормозных элементов, кг; g — ускорение силы тяжести, м/сек²; $V_{л.э.}$ — линейная скорость центра тяжести тормозных

элементов, $\kappa/\text{сек}$; ρ — радиус вращения центра тяжести тормозных элементов, μ .

Если число оборотов вала регулятора в n раз больше числа оборотов колеса, то

$$V_{x, \kappa} = \frac{2V_0 \mu}{D_{x, \kappa}}, \quad F_{\kappa}^{(n)} = \frac{1G_{\tau, \kappa} \rho \mu^2}{g D_{x, \kappa}^2} V^2, \quad (3)$$

Для регулятора скорости с беспружинными колодками нормальная сила давления тормозных элементов на обод тормозного шкива

$$N = F_{\kappa}^{(n)} - f F_{\kappa}^{(n)} = \frac{1G_{\tau, \kappa} \rho \mu^2}{g D_{x, \kappa}^2} V^2 - \frac{2f \mu \rho G_{\tau, \kappa}}{g D_{x, \kappa}} \frac{dV}{dt}. \quad (4)$$

Подставив значение N в (1) (при этом учитывая, что для малых углов $\cos \beta \approx 1$) и принимая $\rho = \text{const}$ при включенной муфте, получим:

$$\begin{aligned} \frac{dV}{dt} = (\text{tg } \vartheta - c') g - \frac{G_{\tau, \kappa} D_{x, \kappa} - 2ff_1 \mu (\mu \pm 1) \rho D_{x, \kappa} G_{x, \kappa}}{D_{x, \kappa}^2 (G_{\tau} + Q)} \frac{dV}{dt} - \\ - \frac{4\mu^2 (\mu \pm 1) G_{\tau, \kappa} \rho D_{x, \kappa} f_1}{(G_{\tau} + Q) D_{x, \kappa}^3} V^2. \end{aligned} \quad (5)$$

Введем обозначения:

$$\begin{aligned} A = (\text{tg } \vartheta - c') g; \quad B = \frac{G_{\tau, \kappa} D_{x, \kappa} + 2ff_1 \mu (\mu \pm 1) \rho D_{x, \kappa} G_{x, \kappa}}{D_{x, \kappa} (G_{\tau} + Q)}; \\ C = \frac{4\mu^2 (\mu \pm 1) G_{\tau, \kappa} \rho D_{x, \kappa} f_1}{(G_{\tau} + Q) D_{x, \kappa}^3}. \end{aligned}$$

Тогда (5) примет вид:

$$\frac{dV}{dt} = A - B \frac{dV}{dt} - CV^2. \quad (6)$$

Интегрируя (6) и перейдя к пределу (от 0 до V и от 0 до t), получим:

$$\frac{1 + B}{2 + AC} \ln \frac{\sqrt{\frac{A}{C}} + V}{\sqrt{\frac{A}{C}} - V} = t,$$

откуда

$$V = \sqrt{\frac{A}{C}} \cdot \frac{\exp \left[\frac{2 + AC}{1 + B} t \right] - 1}{\exp \left[\frac{2 + AC}{1 + B} t \right] + 1},$$

где

$$t = \frac{\exp \left[\frac{2 + AC}{1 + B} t \right] - 1}{\exp \left[\frac{2 + AC}{1 + B} t \right] + 1}. \quad (7)$$

Из (7) следует, что с увеличением t величина ξ стремится к единице, и при $\xi \approx 1$ движение тележки становится близким к равномерному со скоростью

$$V = \sqrt{\frac{A}{C}} = \sqrt{\frac{(\operatorname{tg} \beta - c')g(G_7 + Q)D_{c, \text{н}}^2}{4a^2(a-1)f_1 G_{\text{т}} D_{c, \text{н}}}} \quad (8)$$

Выражение (8) представляет собой уравнение установившегося гравитационно-равномерного движения тележки по наклонному прямолинейному участку рельсового пути.

Общий вес тормозных элементов в регуляторе, определяемый из (8), будет:

$$G_{\text{т}} = \frac{(\operatorname{tg} \beta - c')g(G_7 + Q)D_{c, \text{н}}^2}{4a^2(a-1)f_1 D_{c, \text{н}} V^2} \quad (9)$$

Для ориентировочного выяснения величины $G_{\text{т}}$ принимаем:

$$\operatorname{tg} \beta - c' = 0,005; \quad G_7 + Q = 125 \text{ кг}; \quad D_{c, \text{н}} = 0,1 \text{ м}; \quad \rho = 0,025 \text{ м};$$

$$D_{c, \text{н}} = 0,07 \text{ м}; \quad V = 0,3 \text{ м/сек}; \quad a = 5; \quad f_1 = 0,08.$$

Тогда по формуле (9) получим $G_{\text{т}} = 1,22 \text{ кг}$.

Такая величина веса тормозных элементов вполне реальна для создания тележек гравитационно-равномерного движения.

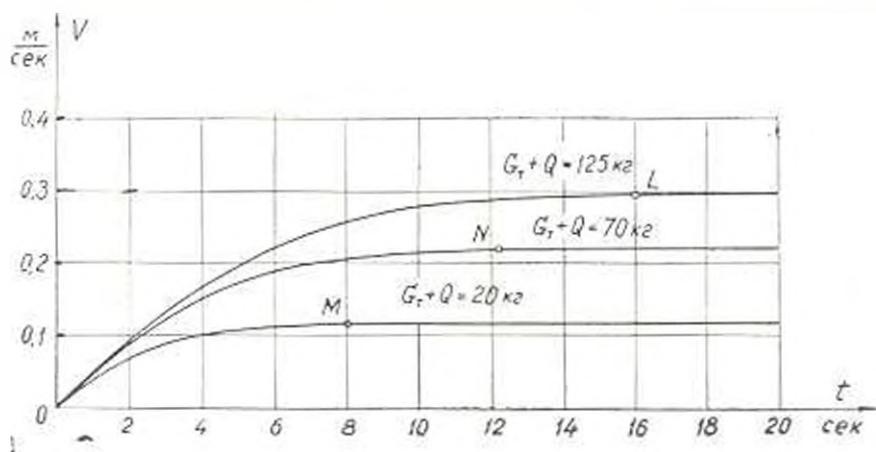


Рис. 2. Кривые зависимости скорости тележки от времени.

На рис. 2 приведены кривые зависимости скорости тележки от времени, построенные по формуле (7). Точки M , N и L на кривых соответствуют t , при котором $\xi = 0,99$. Из графиков видно, что с увеличением веса груза увеличивается время разгона тележки до установившегося гравитационно-равномерного движения.

На рис. 3 приведены кривые зависимости скорости установившегося гравитационно-равномерного движения тележки от веса тележки с

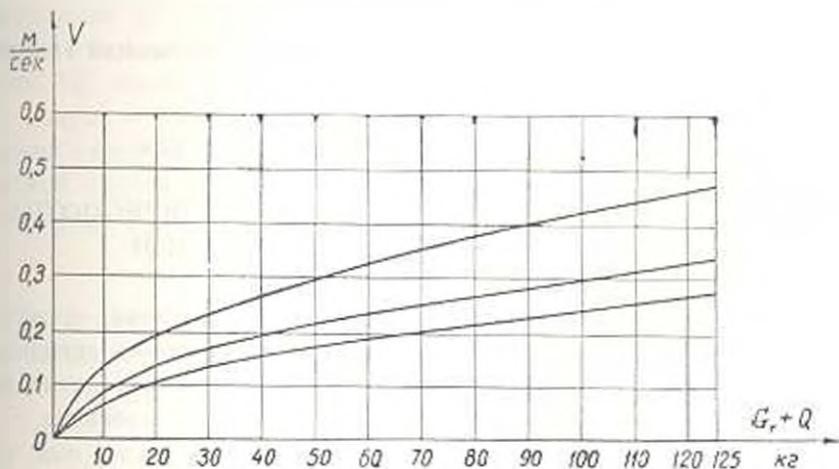


Рис. 3. Кривые зависимости скорости тележки от веса тележки с грузом.

грузом, построенные по формуле (8). Все графики построены по ранее принятым данным.

Московский текстильный институт

Поступило 22. X. 1976

Ե. ՅԱՆՆԻՍՅԱՆ, Բ. Ս. ԱՍԿԱՆՅԱՆ

**ԲԵՆԵՎՈՐԱԿԱՆ ԳՐԱԳԻՏԱՑԻՈՆ-ՀԱՎԱՍԵՐԱԿԱՆ
ՇԱՐՔՈՒՄԸ ԹԵՐ ՈՒՂԱՆԵՐՈՎ**

Ա Վ Փ Ո Փ Ո Վ

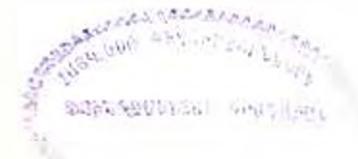
Կատարված է ներկատուղված կենտրոնախուշու կարգավորիչով բեռնատար սալակի գրավիտացիոն շարժման տեսական հետազոտություն: Կազմված է սալակի շարժման դիֆերենցիալ հավասարումը:

Ստացված են բանաձևեր սալակի գրավիտացիոն շարժման արագության և կարգավորիչի արդելակող մասերի տնհրածինը բաշխորշման համար՝ սալակի հաստատված գրավիտացիոն-հավասարաչափ շարժման դեպքում:

Բացահայտված է տեղափոխվող բեռի և արդելակող մասերի բաշխորի ազդեցությունը սալակի շարժման արագության վրա:

Լ Ի Տ Ե Ր Դ Ր Ա

1. Дьячков В. К. Самоходное движение тележек подвешенного толкающего конвейера по уклонным путям. «Механизация и автоматизация производства», № 7, 1965.
2. Ратнер И. Я. Проектирование подвесных толкающих конвейеров Изд. «Машиностроение», М., 1969.



ВЫЧИСЛИТЕЛЬНАЯ ТЕХНИКА

Ю. В. ЧУЕВ, А. М. МЕЛКУМЯН, Г. Б. МУРАДЯН

ОПРЕДЕЛЕНИЕ НЕОБХОДИМОЙ ЧАСТОТЫ ПЕРЕСМОТРА
 ОРГАНИЗАЦИОННОЙ СТРУКТУРЫ НИИ

Одним из важнейших вопросов при совершенствовании организационных структур НИИ является выбор такого интервала времени, с истечением которого необходимо приступить к реорганизации организационной структуры с целью ее очередного совершенствования.

Реорганизация структуры — процесс организационно сложный, связанный с многими факторами, особенно психологическими, поэтому частое ее проведение не может дать желаемого результата. Если же структуру совершенствовать через большие промежутки времени, то эффективность таких мероприятий также будет низка, поскольку при этом оргструктура будет слабо реагировать на изменения, происходящие в НИИ.

Для определения частоты пересмотра оргструктуры, прежде всего необходимо исследовать организацию с целью определения показателя, наиболее достоверно характеризующего эффективность ее организационной структуры при различных производственных взаимосвязях структурных элементов.

Для крупного отраслевого НИИ, состоящего из множества отделов, сгруппированных в отделения, в качестве такого показателя удобно брать величину

$$x = \frac{S_d}{S_d + S_b},$$

где S_d — сумма внутренних связей отделений; S_b — сумма внешних связей отделений.

Эта величина показывает степень автономности отделений. С ее ростом повышается эффективность деятельности НИИ в целом.

Если значение x определять в отдельные моменты времени с постоянным периодом T , то полученный ряд наблюдений будет характеризовать динамику изменений структуры НИИ.

В работе [1] предложен метод определения целесообразной частоты при дискретном контроле за ходом процесса. Заданной величиной при этом является допустимая среднеквадратичная погрешность измерения контролируемой величины, определяемая на основе предъявляемых требований к точности измерения.

Если бы была известна корреляционная функция контролируемой величины, то по ней, имея допустимую среднеквадратичную погрешность измерения, можно было бы определить необходимые периоды наблюдений. Но, поскольку осуществлять непрерывный контроль величины x невозможно, в соответствии с [1] поступаем следующим образом. На основе ряда наблюдений (в данной задаче их число равно 18), взятых с минимальным интервалом (1 месяц), определяются величины среднеквадратичной погрешности при интервалах времени, кратных месяцу. Результаты соответствующих расчетов приведены в табл. 1, где в столбцы внесены величины

$$\Delta_{(i-1)}^2 = (x_i - x_{i-1})^2,$$

где i — номер строки; k — номер столбца, а в итоговой строке — среднеквадратичная погрешность измерения

$$\sigma_{\text{из}} = \sqrt{\frac{\sum_{i=k} \Delta_{(i-1)}^2}{n - (k - 1)}}$$

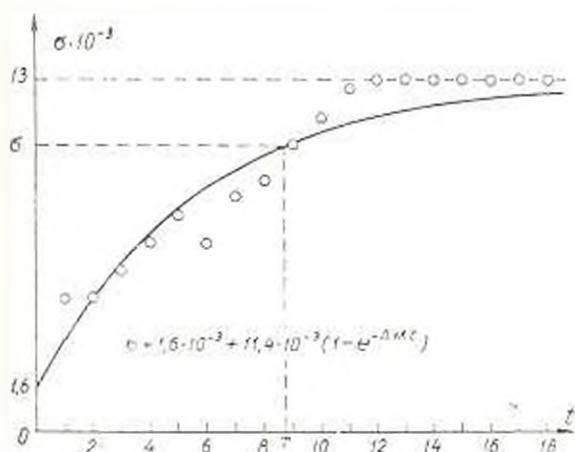


Рис. 1. Зависимость погрешности аппроксимации от периода пересмотра структуры.

Расчетные точки внесены на рис. 1. После 12-го наблюдения величина $\sigma_{\text{из}}$ остается постоянной и равной $13 \cdot 10^{-3}$.

Сглаживающая функция очевидно является экспонентой вида

$$\sigma = \sigma_0 + (\sigma_{\infty} - \sigma_0)(1 - e^{-\alpha z}) = \sigma_0 + (13 \cdot 10^{-3} - \sigma_0)(1 - e^{-\alpha z}).$$

Для нахождения параметров σ_0 и α пользуемся методом наименьших квадратов [2]. Задаваясь различными значениями σ_0 , графически определяем α , минимизирующее сумму квадратов отклонений (табл. 2). Искомые параметры следующие (рис. 2):

$$\sigma_0 = 1,6 \cdot 10^{-3}; \quad \alpha = 18 \cdot 10^{-2}.$$

Таблица 1

Последнее бл. спил., t	Время	Надлежащая погрешность наблюдения	Оклативные величины из формулы										
			$(k-1)$	$(k-2)$	$(k-3)$	$(k-4)$	$(k-5)$	$(k-6)$	$(k-7)$	$(k-8)$	$(k-9)$		
0	0	0,291	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
1	1	0,348	0,003	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
2	2	0,270	0,005	0	—	—	—	—	—	—	—	—	—
3	3	0,304	0,01	0,032	0	—	—	—	—	—	—	—	—
4	4	0,312	0,001	0,035	0	0,003	—	—	—	—	—	—	—
5	5	0,273	0,005	0,001	0	0,006	0	—	—	—	—	—	—
6	6	0,431	0,007	0	0,001	0,001	0	0,002	—	—	—	—	—
7	7	0,415	0	0,005	0	0,002	0,005	0	0,003	—	—	—	—
8	8	0,437	0,008	0,011	0,027	0,009	0,013	0,028	0,008	0,020	—	—	—
9	9	0,380	0,003	0,001	0,002	0,011	0,004	0,005	0,012	0,001	0,008	—	—
10	10	0,123	0,002	0	0,006	0,008	0,023	0,007	0,014	0,023	0,006	—	—
11	11	0,307	0,013	0,005	0,017	0,001	0,001	0,001	0,001	0	0,001	0,008	—
12	12	0,314	0	0,012	0,004	0,015	0,016	0	0,002	0,001	0	0,001	—
13	13	0,411	0	0	0,013	0,005	0,001	0,001	0	0	0,001	0	—
14	14	0,374	0,002	0,002	0,002	0,005	0,001	0,007	0	0	0,001	0,007	—
15	15	0,416	0,008	0,018	0,017	0,019	0,011	0,004	0	0,010	0,013	0,009	—
16	16	0,410	0,001	0,003	0,010	0,009	0,001	0	0,001	0,001	0,004	0,004	—
17	17	0,343	0,004	0,011	0	0,001	0,007	0,001	0,005	0,005	0,009	0,009	—
18	18	0,392	0,002	0	0,003	0,001	0,003	0,006	0,007	0,001	0	0	—
19	19	0,410	0	0,001	0	0,001	0,001	0,010	0,009	0,009	0	0	—
20	20	0,409	0	0	0,004	0	0	0,003	0,010	0,010	0,010	0,010	—
21	21	0,411	0	0	0	0,005	0,039	0,001	0,003	0,010	0,010	0,009	—
22	22	0,540	0,017	0,017	0,017	0,022	0	0,017	0,009	0,035	0,052	0,052	—
23	23	0,412	0,016	0	0	0	0,004	0,005	0	0,001	0,004	0,004	—
24	24	0,476	0,001	0,004	0,004	0,001	0,001	0,007	0,018	0,004	0,001	0,001	—
25	25	0,476	0	0,004	0,004	0,001	0,002	0,004	0,007	0,007	0,004	0,004	—
26	26	0,367	0,012	0,012	0,002	0,030	0,026	0,002	0,002	0,001	0,001	0,001	—
27	27	0,378	0	0,010	0,010	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001	0	—
28	28	0,475	0,009	0,012	0	0	0,002	0,004	0,004	0,004	0,007	0,007	—
29	29	0,428	0,002	0,003	0,004	0,002	0,001	0	0,013	0	0	0	—
30	30	0,441	0	0,001	0,004	0,005	0,001	0,001	0,001	0,010	0,001	0,001	—
31	31	0,422	0	0	0,003	0,002	0,003	0,003	0,003	0	0,014	0,014	—
32	32	0,401	0	0,002	0,001	0,005	0,001	0,001	0,006	0,006	0	0	—
33	33	0,403	0	0	0,002	0,001	0,006	0	0,001	0,006	0,006	0,006	—
34	34	0,410	0	0	0	0,001	0	0,004	0,001	0,002	0,004	0,004	—
35	35	0,485	0,005	0,007	0,017	0,004	0,002	0,005	0	0,011	0,014	0,014	—
36	36	0,409	0,001	0,010	0,012	0,012	0,008	0,005	0,007	0,001	0,017	0,017	—
37	37	0,572	0,004	0,008	0,026	0,030	0,029	0,023	0,017	0,017	0,009	0,009	—
38	38	0,533	0,002	0,001	0,007	0,015	0,018	0,017	0,012	0,012	0,011	0,011	—
39	39	0,610	0,011	0,005	0,017	0,024	0,053	0,058	0,007	0,030	0,040	0,040	—
40	40	0,552	0,008	0	0	0,002	0,004	0,020	0,023	0,023	0,017	0,017	—
41	41	0,583	0,001	0,003	0,003	0	0,005	0,010	0,030	0,033	0,033	0,033	—
42	42	0,551	0,001	0	0,008	0	0	0,002	0,003	0,020	0,023	0,023	—
43	43	0,594	0,002	0	0,002	0,002	0,001	0	0,007	0,012	0,034	0,034	—
44	44	0,564	0,001	0	0	0	0,006	0,001	0	0,004	0,006	0,006	—
45	45	0,574	0	0	0,001	0	0	0,004	0,002	0	0,004	0,004	—
46	46	0,476	0,012	0,010	0,016	0,007	0,014	0,007	0,030	0,004	0,011	0,011	—
47	47	0,720	0,065	0,021	0,024	0,016	0,020	0,019	0,028	—	—	—	—
Среднеквадратичное отклонение наблюдений $\sigma_{\text{набл}}$			0,005	0,005	0,006	0,007	0,008	0,007	0,0087	0,0092	0,0106		

Полученная зависимость наилучшим образом согласуется с расчетными точками (рис. 1)

$$\varepsilon = 1,6 \cdot 10^{-3} - 11,1 \cdot 10^{-3} (1 - e^{-0,12t}).$$

δ	$\sum(x) \cdot 10^{-3}$ при значениях σ , см 10^{-1}					
	4,0	1,6	1,7	1,6	1,5	1,0
0,05	12,705	20,253	20,776	21,310	21,849	24,696
0,10	2,852	1,864	5,026	5,196	5,370	6,409
0,14	1,348	1,907	2,068	2,143	2,222	2,474
0,15	1,119	1,207	1,241	1,278	1,318	1,456
0,16	1,141	1,019	1,039	1,061	1,086	1,256
0,17	1,227	0,932	0,939	0,949	0,962	1,067
0,18	1,364	0,924	0,922	0,921	0,923	0,973
0,20	1,714	1,081	1,066	1,049	1,035	0,999
0,22	2,215	2,403	1,374	1,347	1,320	1,222
0,25	3,002	2,048	2,007	1,968	1,931	1,770
0,28	3,815	2,785	2,738	2,692	2,648	2,449
0,30	4,450	3,294	3,244	3,195	3,148	2,942

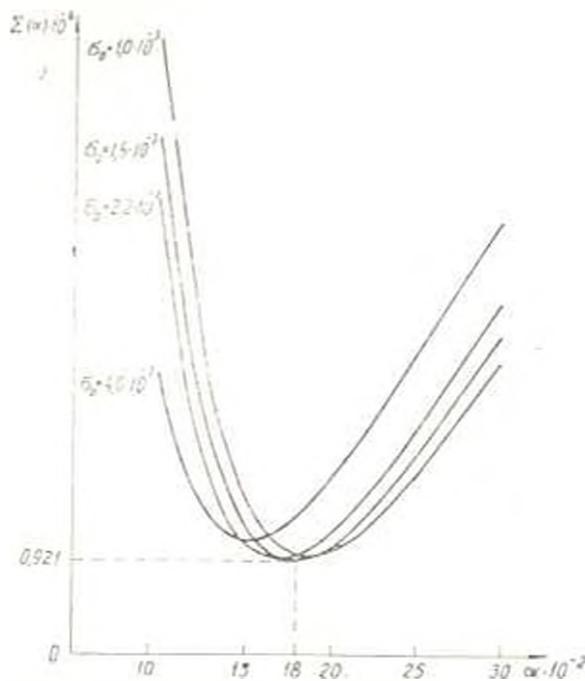


Рис. 2 К определению параметра вблизи минимума кривой.

Յու. Վ. ԳՈՒՐՎ, Ա. Մ. ՄԵՆՇՈՒՄՅԱՆ, Զ. Ր. ՄԵՐԵՆՅԱՆ

**ԳԻՏԱԼՆԵՏԱԳՈՏԱԿԱՆ ԻՆՍՏԻՏՈՒՏԻ ԿՕՉՄԱԿԵՐՊՍԿԱՆ
ԿԱՌՈՒՑՎԱԾՔԻ ՎԵՐԱՆԱՅՄԱՆ ԱՆՇՐԱԿԵՇՏ
ՀԱՃԱՆԱԿԱՆՈՒԹՅԱՆ ՈՐՈՇՈՒՄԸ**

Ա Ն Փ Ի Ն Վ Ե Ն Վ

Ապացուցվում է մեթոդ, որը թույլ է տալիս որոշել խաշոր ձյուզային գիտահետազոտական ինստիտուտների կազմակերպական կառուցվածքի կատարելագործման նպատակահարմար համախոսկանոթյուներ, կախված կազմակերպական կառուցվածքի արդյունավետության գործակցի շափման թույլատրելի միջին քանակության սխալից:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Ицкович Э. Л. Определение необходимой частоты измерений при дискретном контроле. «Автоматика и телемеханика», № 2, 1961.
2. Вентцель Е. С. Теория вероятностей. М., 1964.

ГИДРАВЛИКА

Г. А. ДАВТЯН, В. Г. АНИШТЕИН, Р. В. ГРИГОРЯН

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОДОЛЬНОГО ПЕРЕМЕШИВАНИЯ В ПРЯМОУГОЛЬНЫХ АППАРАТАХ С ПСЕВДООЖИЖЕННЫМ СЛОЕМ ЗЕРНИСТЫХ МАТЕРИАЛОВ

Интенсивность процессов переноса тепла или вещества в значительной мере определяется движущей силой процесса, непосредственно связанной со структурой потока в системе. Только при учете этой структуры возможен обоснованный расчет процесса и построение модели переноса, позволяющей масштабировать аппаратуру для тепло- и массообменных процессов. Применительно к обработке зернистых материалов в псевдоожигенном слое, наиболее важным является вопрос гидравлической модели движения твердого материала, характеризующего интенсивность его перемешивания (прежде всего, в направлении перемещения).

Цель настоящей работы — определение параметров продольного перемешивания некоторых промышленных зернистых материалов в прямоугольном аппарате с псевдоожигенным слоем и качественная оценка характера влияния на них ряда параметров процесса. В табл. 1 приведены некоторые характеристики исследуемых зернистых материалов.

Таблица 1
 Ценовые характеристики исследуемых зернистых материалов

Материал	Классификация и плотность, кг/м ³	Фракция, средний размер, мм	Угол естественного откоса, град	Пористость в псевдоожигенном слое, %	Фактор формулы Ф
Алюмосиликатный	1270	(1,0; 1,5); 1,25 (2,0; 2,5); 2,25	17,5 19,5	0,43 0,36	1,0 1,0
Стекло	2500	(1,0; 1,5); 1,25	22,9	0,41	0,91
Корунд	3500	(1,5; 2,0); 1,75	23,3	0,46	0,91
Перлит	1600	(1,0; 2,5); 2,25	35,3	0,36	0,65

Для определения параметров продольного перемешивания в псевдоожигенном слое была собрана установка (рис. 1), представляющая собой прямоугольную стеклянную камеру 1 длиной 600, шириной 30 и высотой 400 мм с сетчатой решеткой большого гидравлического сопро-

тивления 2. При этом была предусмотрена возможность в ходе эксперимента изменять длину аппарата (площадь поперечного сечения решетки). Высота слоя во всех опытах составляла 60 мм.

Для стабилизации режима работы аппарата опыты проводились при установившемся движении псевдооживленного зернистого материала. Зернистый материал 3, засыпанный в аппарат, псевдооживлялся потоком воздуха, нагнетаемым через респределительную решетку 2 вентилятором ВВД-8. Расход воздуха регулировали вентилем 5 и измеряли с помощью диафрагмы и дифманометра 6. Расход материала через аппарат (G_0) фиксировали взвешиванием порции частиц, выходящих из аппарата за известный отрезок времени.

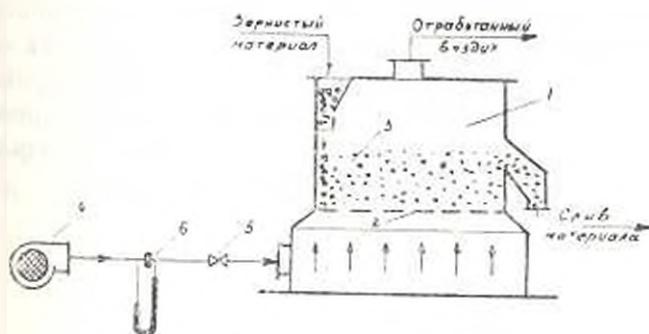


Рис. 1. Схема экспериментальной установки:

1 — прямоугольная стеклянная камера; 2 — газораспределительная решетка; 3 — псевдооживленный слой зернистого материала; 4 — нагнетающий вентилятор высокого давления; 5 — регулирующий вентиль; 6 — диафрагма с дифманометром.

Детальная картина распределения скоростей элементов потока и концентраций в реальном аппарате весьма сложна. В этой связи исследование проводили, определяя функцию отклика системы на возмущающие воздействия.

Для каждого зернистого материала в качестве индикатора принимали меченые (окрашенные) частицы того же материала в количестве, не превышающим 5% от общей массы зернистого материала в аппарате G_0 ; столь небольшое количество меченого материала сколь угодно заметно не нарушало постоянство гидродинамической обстановки системы. При этом возмущающие воздействия вносили в систему практически мгновенно, что позволяло воспользоваться в дальнейшем готовым математическим аппаратом, соответствующим вводу индикатора в систему в виде дельта-функции. На выходе из системы определяли изменение концентрации индикатора во времени, строили функции отклика и по ним определяли параметры продольного перемешивания.

На рисунках 2, 3, и 4 демонстрируется деформация кривых отклика $C^* = f(\theta)$ при изменении числа псевдооживления W , диаметра и плотности зернистых материалов (характеризуемых числом Архимеда Ar), относительной длины аппарата L/b .

Для оценки интенсивности продольного перемешивания в псевдоожженном слое принимали однопараметрическую диффузионную модель:

$$\frac{\partial C}{\partial \tau} = -u \frac{\partial C}{\partial y} + D_L \frac{\partial^2 C}{\partial y^2}, \quad (1)$$

или в безразмерном виде:

$$\frac{\partial C^*}{\partial \theta} = - \frac{\partial C^*}{\partial y^*} + \frac{1}{Pe} \frac{\partial^2 C^*}{\partial y^{*2}}, \quad (2)$$

где C , τ и y — натуральные концентрации, время и продольная координата; $C^* = C/C_0$, $\theta = \tau/\tau_0$ и $y^* = y/L$ — те же величины в безразмерной форме; C_0 — опорная концентрация (в рассматриваемом случае — средняя концентрация индикатора сразу же после ввода его в систему); $\tau_0 = L/u = G_1/G_u$ — среднее время пребывания зернистого материала в аппарате; L — длина аппарата; D_L — коэффициент продольного перемешивания; $Pe = uL/D_L$ — число Пекле. Параметры (D_L , Pe) диффузионной модели по данным эксперимента определяли в следующем порядке [1].

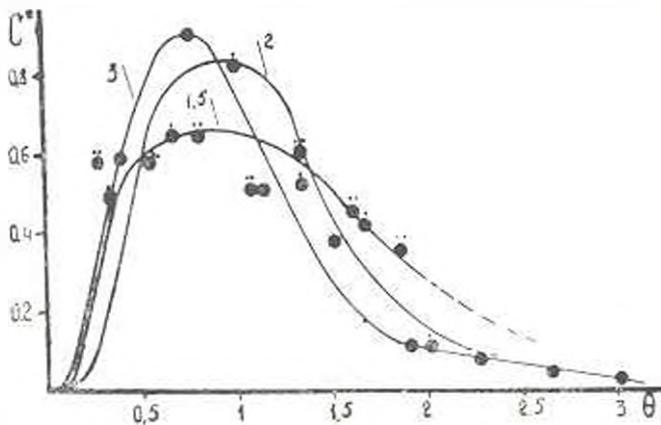


Рис. 2. Зависимость концентрации индикатора от времени (кривые отклика) для алюминосиликата фракции 2,0–2,5 мм при различных числах псевдоожжения W (цифры у кривых). $Lh = 20$, $At = 5.4 \cdot 10^5$.

Рассчитывали усредненные значения веса отбираемой пробы зернистого материала и приведенное количество частиц индикатора в пробе:

$$G^* = \left(\sum_{i=1}^n G_i \right) / m; \quad (3)$$

$$n^* = n_1 G^* G_i, \quad (4)$$

где G_i — вес i -ой пробы; m — число отбираемых проб в ходе опыта; n_1 — число меченных частиц (индикатора) в i -ой пробе.

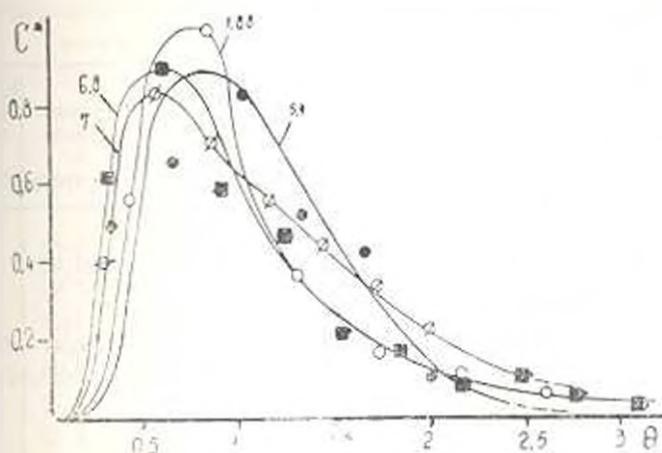


Рис. 3. Кривые отклика для различных материалов. Цифры у кривых — число Архимеда ($Ar \cdot 10^{-3}$). $L = 20$; $W = 2$; \bullet — алюминосиликатовый; \circ — стекло; \triangle — корунд; \blacksquare — перлит.

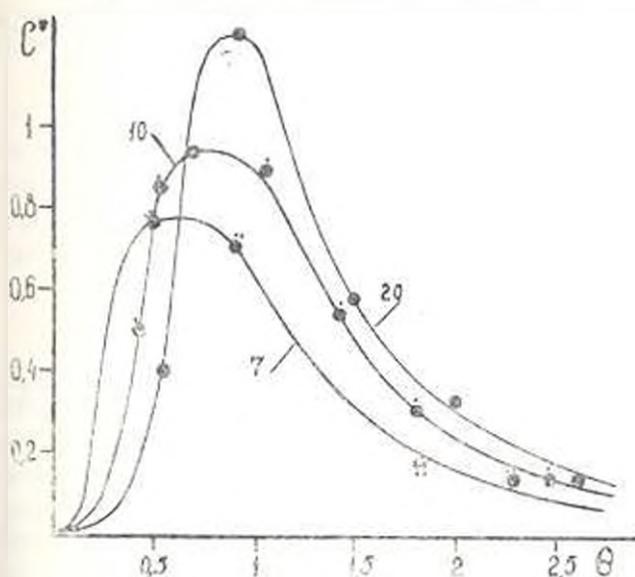


Рис. 4. Кривые отклика фракции $1,0 - 1,5 \mu m$ для алюминосиликата в случае аннотатов различной длины (цифры у кривых — значения L/b). $W = 3$; $Ar = 2,54 \cdot 10^3$.

Мгновенное значение числа частиц индикатора в i -ой пробе вычисляли как

$$C_i = n_i \Delta \tau, \quad (5)$$

где $\Delta \tau$ — интервал отбора проб.

Функцию распределения определяли по формуле:

$$C(\tau) = \frac{1}{\tau} \frac{C}{C_0} = \frac{C}{\sum C_i \Delta \tau}. \quad (6)$$

Таблица 7

Результаты обработки экспериментальных данных

Материал	Фракция, средний размер, мм	$\frac{l}{b}$	Число псевдооживлений, Ч	Среднее время пребывания частицы в аппарате % мин	Число Пекле Pe	Коэффициент продольного перемешивания, D_L , м ² /час
Алюминий-кагель	(1,0-1,50), 1,25	7	1,0	4,37	6,70	0,0805
		10	3,0	7,00	121,00	0,0063
		20	3,0	7,10	157,00	0,0214
		20	1,5	11,27	13,28	0,1140
		20	2,0	9,00	9,11	0,2540
Секло	(2,0-1,50), 2,25	20	3,0	5,30	6,08	0,0670
		20	2,0	4,62	7,10	0,6580
Корунд	(1,0-1,50), 1,25	10	2,0	6,95	8,13	0,3520
Перлит	(2,0-2,20), 2,25	20	2,0	6,51	7,15	0,9890

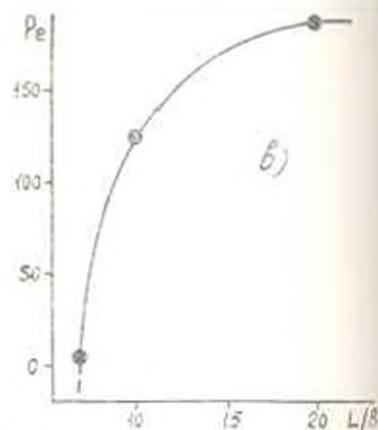
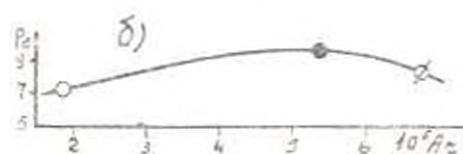
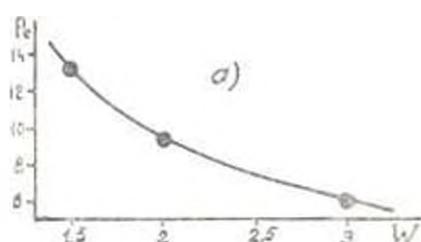


Рис. 5. Зависимость числа Пекле (Pe)

от длины аппарата L и от числа псевдооживлений W для алюмосиликатов (фракция 2,0-2,5 мм $l/b = 20$, $Ag = 5,4 \cdot 10^{-4}$); б) от числа Архимеда A ($l/b = 10$, $W = 20$); в) от диаметра линии аппарата L для алюмосиликата фракции 1,0-1,5 мм при $Ag = 2,54 \cdot 10^{-4}$ и $W = 1$).

Далее рассчитывали среднее время пребывания зернистого материала в аппарате:

$$\bar{t} = \frac{\int_0^1 t \cdot G(t) dt}{\int_0^1 G(t) dt} = \frac{\sum t \cdot G}{\sum G} \quad (7)$$

Для определения дисперсии σ^2 использовать формулу

$$\sigma^2 = \frac{\sum \tau_i^2 C_i}{\sum C_i} - \left(\frac{\sum \tau_i C_i}{\sum C_i} \right)^2 \quad (8)$$

или в безразмерных величинах (с учетом $\sigma^2 = \tau^2 \sigma^2_k$)

$$\sigma^2 = \frac{\sum \tau_i^2 C_i}{\sum C_i} - 1 - \frac{\sum \tau_i C_i^2}{\sum C_i} - 1 \quad (9)$$

При малых значениях комплекса $D_L uL$ дисперсия функции распределения времени пребывания частиц в аппарате имеет вид [2]

$$\sigma^2 = 2 \frac{D_L}{uL} \quad (10)$$

Оценить таким образом число Pe по его значению можно по адекватности модели [2]

$$\frac{1}{Pe} = \frac{1}{2(n-1)(1-1/n)} \quad (11)$$

где n — число ячеек полного перемешивания (или в ячеек случае быть равным на ячейочной модели); при $1 < n < \infty$ диффузионная модель может считаться адекватной реальному процессу [1].

Результаты обработки экспериментальных данных по приведенной выше методике приведены в табл. 2 и на рис. 5.

Выводы

Анализ полученных результатов показывает, что интенсивность перемешивания зернистого материала (в зависимости от диаметра) закономерно возрастает с ростом числа псевдооживления; это хорошо согласуется с литературными данными [3-6]. С ростом числа Архимеда и с твердых частиц в исследуемом диапазоне Ar мало влияет на интенсивность перемешивания при одинаковых числах псевдооживления. Можно говорить о слабой тенденции к уменьшению и увеличению интенсивности перемешивания. Видимо, это объясняется сужением короткого диапазона псевдооживленного состояния при переходе к большому Ar .

Изменение отношения L/b оказывает существенное влияние на эффективный коэффициент продольного перемешивания твердого материала D_L , который с ростом L/b сначала (при малых L/b) повышается быстро, а затем медленно.

Полученные данные позволяют оценить порядок величины коэффициентов продольного перемешивания некоторых промышленных зернистых материалов в псевдооживленном слое, а также предсказать характер влияния ряда параметров процесса на интенсивность продольного перемешивания.

Таким образом, настоящая работа является первым шагом моделирования тепло- и массообменных процессов, осуществляемых в псевдооживленном слое исследованных зернистых материалов, и масштабирования аппаратов. С целью обобщения результатов исследования для аппаратов различных размеров и конструкций требуется дальнейшее исследование.

Институт общей и неорганической
химии АН Арм. ССР

Получено 21 V 1976

Գ. Ա. ԴԱՎԹՅԱՆ, Վ. Ն. ԿԱՆՇՅԵՆ, Բ. Վ. ԿՐԻՍՏՅԱՆ

**ՄԱՍՏՈՎ ՇԵՐՏՈՒՄ ԸՍՏԻՈՒՎՈՐ ԱՅՈՒԹԵՐԻ ԸՆԴՔԵՐՈՎՅԱԿԱՆ,
ՈՒՂԱՍԻՆՏԱԿԻ ԿԱՌԱՎՄԱՆ ՊՐՈՅԵՍԻ ՈՒՍՈՒՄՆԱՍԻՐՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐ
ՈՒՂԱՆՆՅՈՒՄԱՊԵՎ ԱՊԱՐԱՏՆԵՐՈՒՄ**

Ա Վ Փ Ո Փ Ո Ւ Մ

Վարարված է ուղղանկյունաձև ապարատներում արդյունաբերական նպատակներ նյութերի կատարյալ շերտում բնդերկայնական ուղղությամբ խտանման պրոցեսի մասնաաիրության մեթոդիկան և փորձասարքը: Ցույց է տրված, որ տվյալ պրոցեսը լավ է նկարագրվում միապարամետրիկ դիֆուզիոն մոդելով:

Մասնաաիրվող նյութերի շտուր սրուված են Պեկկելի թիվը և բնդերկայնական ուղղությամբ խտանման դրժակիցը, սրանք բնորոշում են պրոցեսի բաժանման ինտենսիվությունը:

Մասնաաիրված է նաև առանձին դրժանների կեղծ նկարագրման թվի, ապարատի կենդանի կտրվածքի, Արթիմեդի թվի, ազդեցությունը տվյալ պրոցեսի վրա:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Кафаров В. В. Методы кибернетики в химии и химической технологии. М., «Химия», 1968.
2. Эвасянцкая О. Инженерное оформление химических процессов. М., «Химия», 1962.
3. Гельперин И. И., Айнштейн В. Г., Кваша Н. Б. Основы техники псевдооживления. М., «Химия», 1968.
4. Забродский С. С. Гидродинамика и теплообмен в псевдооживленном слое. М.-Л., Гостехиздат, 1963.
5. Давтян Г. Псевдооживление. М., Гостелтехиздат, 1961.
6. Давтян Г. Ф., Харитонян А. Псевдооживление. Пер. с англ. под ред. И. И. Гельперина. М., «Химия», 1974.

ТЕПЛОТЕХНИКА

Э. А. МКРТУМЯН, Р. С. АЙВАЗЯН

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ДИЗЕЛЯ А-41Т
 В ВЫСОКОГОРНЫХ УСЛОВИЯХ

Большое разнообразие конструкций дизелей, особенно их систем смесеобразования, и, в связи с этим, наличие существенных отличий между их потенциальными энергетическими возможностями создают большие трудности для приведения основных показателей (мощностей и удельных расходов топлива) различных дизелей к нормальным атмосферным условиям и, тем самым, ограничивают возможность их сравнения между собой. Трудности эти усугубляются при наличии большого парка дизелей, работающих как без наддува, так и с наддувом, и также на горных склонах различной высоты. Кроме того, определение основных показателей дизелей, выпускаемых в ряде промышленно-развитых стран (СССР, США, ФРГ и др.), производится по своим национальным стандартам с различной комплектацией, что еще более осложняет сопоставимость и оценку основных показателей.

Данная статья затрагивает лишь влияние атмосферных условий на мощностно-экономические параметры дизеля.

Рабочие процессы дизелей отличаются между собой значениями коэффициента избытка воздуха, в результате чего чувствительность их к высоте проявляется по-разному. Это обстоятельство, в основном, затрудняет разработку единого универсального уравнения [1] по приведению мощностей и экономичности дизелей различных типов к нормальным атмосферным условиям и наталкивает на необходимость решения этого вопроса для каждого типа дизелей отдельно.

С целью выявления совместного влияния барометрического давления и температуры окружающего воздуха на эффективные показатели дизеля А-41Т в нестандартных атмосферных условиях на ЮНИСНАТИ были проведены соответствующие теоретические и экспериментальные исследования.

Двигатель А-41Т является форсированным (с наддувом при помощи турбокомпрессора ТКР-11ЧТЗ) четырехцилиндровым, четырехтактным дизелем А-41, выпускаемым Алтайским моторным заводом.

При известных величинах относительного приращения мощностей ΔN_e и эффективного к.п.д., вызванных изменением атмосферных условий от стандартных значений, уравнения для приведения мощностей N_e и удельного расхода топлива g двигателя можно представить в общем виде:

$$N_e = N_{e0} (1 + \Delta N_e); \quad g = \frac{g_0}{1 + \Delta g} \quad (1)$$

где

$$\Delta \bar{N}_0 = \Delta N_{0\text{вх}} - \Delta \bar{N}_{0\text{вых}}; \quad \Delta \bar{\gamma}_0 = \Delta \gamma_{0\text{вх}} - \Delta \bar{\gamma}_{0\text{вых}}.$$

Индексом «0» обозначены данные, полученные в стандартных условиях или на исходной высоте. Величины с индексами «вх» и «вых» относятся к поправкам влияния соответствующих параметров воздуха на всасывание и газов на выходе.

Величины $\Delta \bar{N}_0$ и $\Delta \bar{\gamma}_0$ [в зависимости от относительных приращений давления $\Delta \bar{P}_{0\text{вх}}$, температуры воздуха на выпуске $\Delta \bar{T}_{0\text{вх}}$ и противодавления (после турбины) $\Delta \bar{P}_{0\text{вых}}$] получим, воспользовавшись известным методом малых отклонений, дифференцируя уравнения \bar{N} и $\bar{\gamma}$ почленно и переходя от дифференциалов к конечным приращениям:

$$\begin{aligned} \Delta \bar{N}_{0\text{вх}} = \Delta \bar{\gamma}_{0\text{вх}} &= 0,433 \bar{P}_{0\text{вх}} - 0,577 \Delta \bar{P}_{0\text{вх}} - \\ &- 0,765 \Delta \bar{P}_{0\text{вх}} \cdot \Delta \bar{T}_{0\text{вх}} - 0,42 \Delta \bar{T}_{0\text{вх}} - 0,194 \Delta \bar{T}_{0\text{вх}}^2; \\ \Delta \bar{N}_{0\text{вых}} = \Delta \bar{\gamma}_{0\text{вых}} &= 0,13 \Delta \bar{P}_{0\text{вых}} - 0,052 \Delta \bar{P}_{0\text{вых}}^2 - 0,34 \Delta \bar{P}_{0\text{вых}} \cdot \Delta \bar{T}_{0\text{вых}} - \\ &- 0,35 \Delta \bar{P}_{0\text{вых}} \cdot \Delta \bar{P}_{0\text{вх}}. \end{aligned} \quad (2)$$

где числовые коэффициенты рассчитаны для номинального режима работы, беря за основу исходные параметры, полученные при испытании дизеля А-41Т в атмосферных условиях, равных стандартным.

Для проверки достоверности полученных значений эффективной мощности и удельного расхода топлива, рассчитанных по формулам (1), и для выявления влияния различных атмосферных условий на характерные параметры двигателя А-41Т и турбокомпрессора ТКР-11ЧТЗ на ЮНИС-11АТН были проведены серии испытаний указанного дизеля на различных геодезических высотах.

Программа испытаний включала: снятие нагрузочных и скоростных характеристик при работе дизеля на различных высотах над уровнем моря.

Для проведения испытаний в высокогорных условиях (табл. 1) была создана самоходная тормозная установка на базе грузового автомобиля КРАЗ-255Б, на платформе которого был смонтирован гидротормоз высокой точности фирмы «Фруд» (Англия).

Оценка работы двигателя и турбокомпрессора проводилась по часовому расходу воздуха, по коэффициенту избытка воздуха, по температуре газов перед турбиной, по степени повышения давления в компрессоре и по отношению давления наддува к давлению газов перед турбиной. Двигатель, предварительно обкатанный в течение 90 часов, испытывался в полной комплектации (с вентилятором, радиатором, генератором и воздухоочистителем). Температура масла и воды на всех высотах испытаний поддерживалась в пределах 85—90°C и 80—85°C.

Таблица 1

№ по взр.	Наименование района расположения принятой высоты	Высота над уровнем моря, H , м	Барометрическое давление, мм рт. ст.	Температура окружающего воздуха, $^{\circ}C$	Влажность окружающего воздуха, $^{\circ}D$
1	Эчмиадзин	750	650	21 ± 1	40 ± 10
2	ЮНИИС—ПАТН	1250	664	16 ± 3	44 ± 3
3	Нор-Амберд	2000	607	14 ± 4	51 ± 5
4	Арагац	3250	512	8 ± 3	70 ± 6

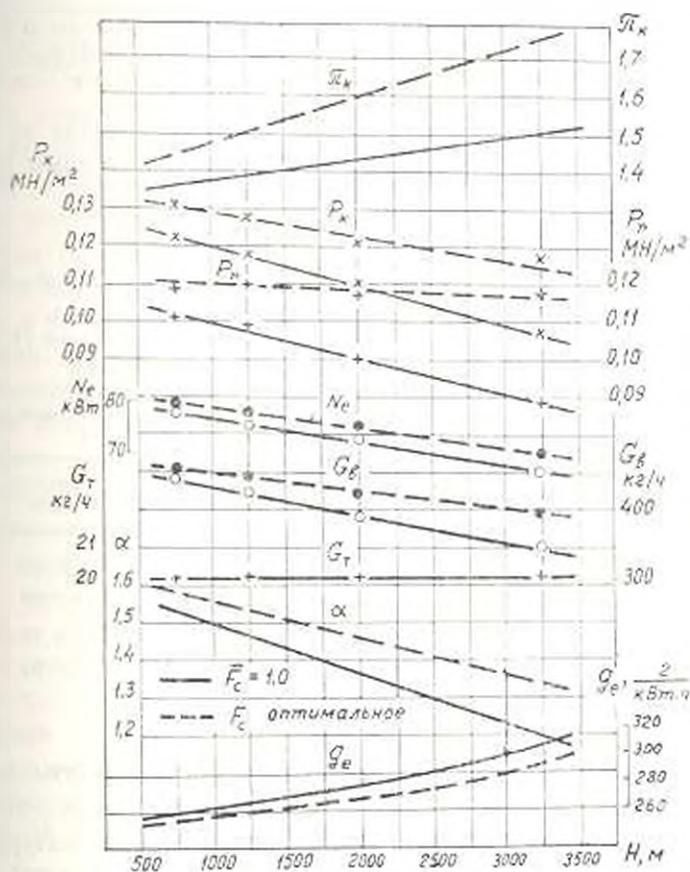


Рис. 1. Сравнительная высотная характеристика дизеля А-41Т при $n = 1750$ об/мин: — при нормальном (заданном) проходном сечении соплового аппарата турбины; - - - при оптимальном проходном сечении соплового аппарата турбины на каждой высоте.

На рис. 1 приведены кривые изменения параметров двигателя и турбокомпрессора, построенные на основании данных, полученных при испытаниях двигателя на различных высотах над уровнем моря. Они-

ты были проведены при постоянном числе оборотов, равном 1750 об/мин для случая нормального сечения соплового аппарата турбины ($P_c = 19,1 \text{ ат}$).

Следует, прежде всего, отметить положительное влияние турбоподдува на работу дизеля на высотах. Если при работе двигателя без поддува на высоте 3000 м дизель теряет мощность более чем на 22%, то при применении поддува существенная часть этих потерь компенсируется. Так, на высоте 750 м мощность двигателя по сравнению с необходимой (по заводским данным $N_c = 82 \text{ кВт}$) при поддуве падает на 1,9% ($N_c = 78,4 \text{ кВт}$), а без поддува ($N_c = 66,2 \text{ кВт}$) — на 1,68% ($N_c = 61,8 \text{ кВт}$), расход топлива растет на 2,7%; на высоте 2000 м мощность дизеля с поддувом падает до 72,8 кВт, что составляет 11,6%, а удельный расход топлива увеличивается на 9,75%; на высоте 3250 м падение мощности составляет 19,2%, а повышение удельного расхода топлива — 20,5% и т. д.

В табл. 2 приведены сравнения показателей двигателя на различных высотах по данным испытаний и полученных расчетным путем по уравнениям (1).

Таблица 2

Сопоставление показателей дизеля на различных высотах, полученных в реальных условиях и по расчетным уравнениям (1) для нормального сечения соплового аппарата турбины

Высота над уровнем моря H , м	Мощность двигателя, кВт		Удельный расход топлива, г/(кВт·ч)	
	по расчету	по эксперименту	по расчету	по эксперименту
750	78,52	78,31	259,90	258,40
1250	75,55	75,36	270,64	267,52
2000	73,90	72,80	276,10	276,10
3250	67,70	66,51	303,28	306,00

Анализ полученных экспериментальных данных показывает, что составленные расчетные уравнения (1) достаточно точно отражают совместное влияние барометрического давления и температуры окружающего воздуха на мощность и экономичность дизеля А-41Т, снабженного турбокомпрессором ТКР-11.

Из рис. 1 видно, что с подъемом на высоту степень повышения давления в компрессоре (π_c) существенно увеличивается. Если на высоте 750 м $\pi_c = 1,36$, то на высоте 3250 м $\pi_c = 1,5$. Это можно объяснить тем, что работа дизеля на высотах сопровождается некоторым саморегулированием турбокомпрессора, которое является следствием повышения температуры выхлопных газов перед турбиной (T_c) и понижения противодавления за турбиной.

Несмотря на указанное увеличение λ , давление наддува (P_k) в зависимости от высоты падает и на высоте 3250 м становится меньше 0,1 МН/м². В соответствии с этим, часовой расход воздуха двигателем уменьшается до 350 кг, что, при постоянном расходе топлива (G_f), ведет к снижению коэффициента избытка воздуха (α), ухудшению экономичности (g_e) и повышению температуры выхлопных газов (T).

Коэффициент избытка воздуха является одним из важнейших показателей, характеризующих протекание рабочего процесса двигателя. Если на высоте 750 м над уровнем моря при номинальном режиме $\alpha = 1,54$ (рис. 1), то на высоте 3250 м величина α уменьшается до 1,2, т. е. до такого значения, которое ниже предела, допустимого для рабочего процесса дизеля с неразделенной камерой сгорания.

Анализ особенностей различных способов смесеобразования в дизелях показывает, что для двигателей с непосредственным впрыском характерны высокие значения коэффициента избытка воздуха. Так, если для дизелей с вихревой камерой и предкамерой беззатопная работа обеспечивается при $\alpha_{min} = 1,15 \div 1,2$, то для дизелей с неразделенной камерой смесеобразования нижние значения коэффициента избытка воздуха ограничиваются, как правило, довольно высокими пределами ($\alpha = 1,4 \div 1,35$) [2]. При работе двигателя А-11Т на высоте 1750 м значение α в номинальном режиме достигает величины, равной 1,4, а на высоте 3000 м понижается до величины 1,23.

Таким образом, применяемые для наддува турбокомпрессоры при работе дизелей на высотах могут обеспечить подачу необходимого количества воздуха только в диапазоне ограниченных режимов и на определенных сравнительно небольших высотах. Это объясняется тем, что уменьшение расхода воздуха на высотах создает несогласованность гидравлической характеристики дизеля с пропускной способностью компрессора, что вызывает снижение к.п.д. компрессора и приводит к тому, что двигатель работает с высоким удельным расходом топлива.

Все это является следствием нарушения баланса работы турбины и компрессора с одной стороны, и дизеля и турбокомпрессора — с другой. Частичного восстановления этого баланса можно достичь применением регулирования турбокомпрессора, изменением проходного сечения соплового аппарата турбины.

На рис. 2 и 3 приведены показатели двигателя и турбокомпрессора в зависимости от относительного проходного сечения сопел при работе дизеля на различных высотах над уровнем моря.

Как видно из рис. 2, с уменьшением значения F_{Σ} от 1,15 до 0,8 степень повышения давления в компрессоре λ_k увеличивается от 1,26 до 1,41, т. е. на 11,9%; давление наддува P_k растет от 0,117 до 0,131 МН/м²; отношение давления наддува к среднему давлению газов перед турбиной P_k/P_g изменяется незначительно, оставаясь на уровне 1,1; эффективная мощность дизеля повышается от 77,0 до 79,4 кВт.

Таким образом, уменьшение F_2 до значения 0,8 на высоте 750 м существенно улучшает показатели двигателя и компрессора, и в пределах $F_2 = 0,8-0,7$ мощность двигателя N_e и коэффициент избытка воздуха α остаются постоянными, а величины P_2/P_1 и η_c уменьшаются. Для указанной высоты величина $F_2 = 0,8$ является пределом, ниже которого в связи с понижением отношения P_2/P_1 мощность двигателя падает. За этим пределом ухудшается наполнение цилиндров и растут насосные потери, расход газа через турбину уменьшается, что вызывает падение η_c , вследствие чего подача воздуха в двигатель ограничивается.

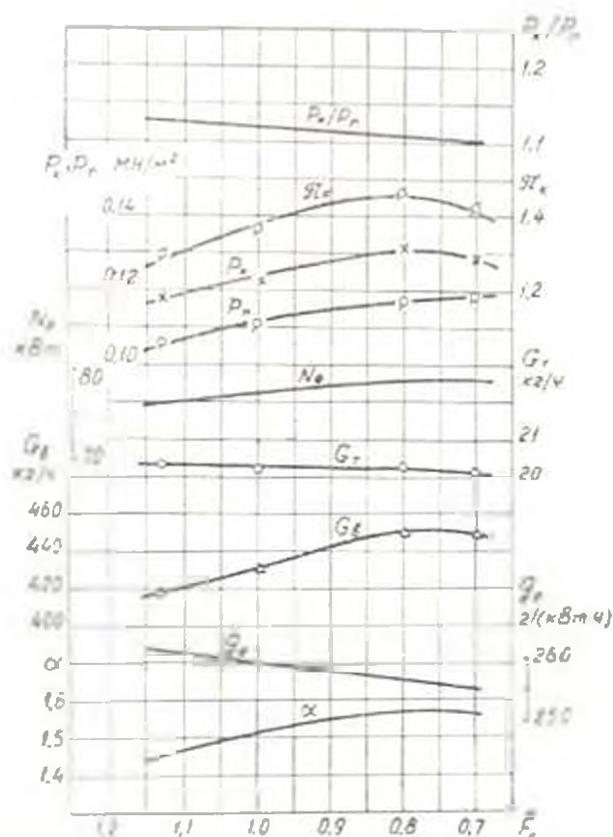


Рис. 2. Изменение параметров двигателя А 411 и турбокомпрессора ТКР-11 в зависимости от F_2 при $n = 1700$ об./мин и высоте 750 м.

Наиболее приемлемые параметры двигателя на высоте 1250 м получаются при уменьшении относительного значения проходного сечения сопел до 0,7. Дальнейшее уменьшение F_2 на этой высоте едва ли улучшит работу дизеля, так как даже на высоте 2000 м такое уменьшение отрицательно влияет на показатели двигателя.

На высоте 2000 м в пределах $F_2 = 1,0-0,7$ мощность двигателя увеличивается с 72,8 до 75,56 кВт. Несмотря на сравнительно неболь-

шое увеличение мощности (3,53%), вследствие увеличения часового расхода воздуха ($G_s = 390 \pm 125$ кг/ч) существенно увеличивается коэффициент избытка воздуха (от 1,35 до 1,46). Значение P_k повышается от 0,110 до 0,119 МН/м², а π_k — от 1,42 до 1,56.

Давление наддува на высоте 3250 м (рис. 3) при уменьшении F_c от 1,0 до 0,5 увеличивается на 20,6% (соответственно $P_k = 0,097 \pm 0,117$ МН/м²), а расход воздуха растет от 350 до 395 кг/ч (12,9%).

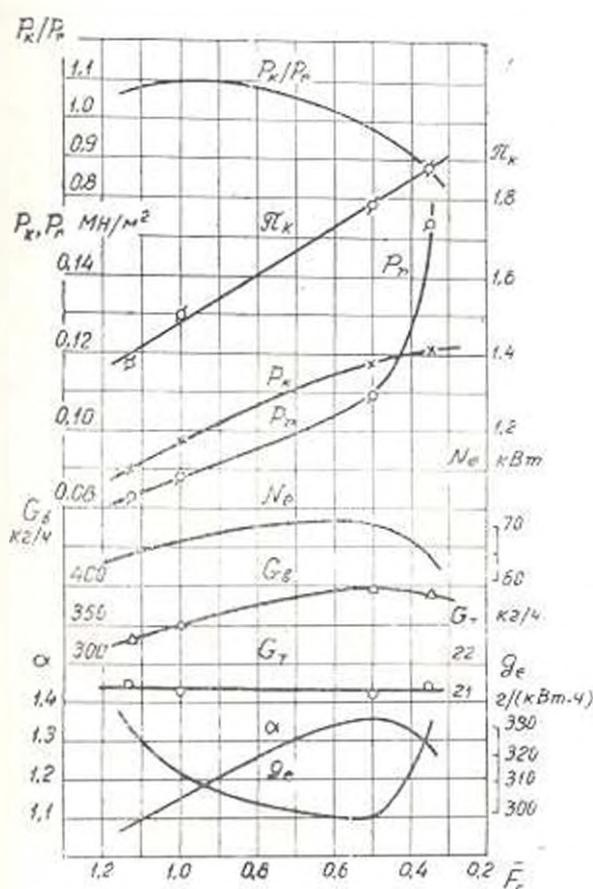


Рис. 3. Изменение показателей дизеля А-41 Т и турбокомпрессора ТКР-11 в зависимости от F_c при $n = 1750$ об./мин и высоте 3250 м.

Уменьшение относительного проходного сечения сопел в пределах от 0,5 до 0,35 резко увеличивает противодавление двигателя перед турбиной P_r . Если при $F_c = 0,55$ $P_r = 0,115$, то при $F_c = 0,35$ $P_r = 0,154$ МН/м². Соответственно уменьшается и отношение P_k/P_r от 1,0 до 0,78 (рис. 3). Эффективная мощность двигателя в указанных пределах заметно уменьшается — от 69,85 до 64,34 кВт. Это объясняется тем, что влияние P_r/P_c на эффективную мощность двигателя не случайное, а вполне закономерное явление. Изменение N_e в зависи-

мости от P_1/P_2 является следствием имеющих место изменений к.п.д. турбины (в связи с значительным уменьшением F_2) и изменений коэф. ффриента наполнения.

Таким образом, максимум кривой $\Delta \eta = f(F_2)$, а, следовательно, и наиболее выгодное по мощности отношение P_1/P_2 (обусловленное значением оптимального проходного сечения соплового аппарата турбины) для разных высот имеют различные, но вполне определенные значения.

В ы в о д ы

1. Подсчитанные по составленным формулам и полученные по эксперименту (зачтоль до высоты 3250 м над уровнем моря) значения эффективной мощности и удельного расхода топлива показали удовлетворительную сходимость (с точностью до 1,5%).

2. Применение турбокомпрессора ТКР-11 с серийным сопловым венцом турбины дает возможность сохранить эффективную мощность двигателя А-41Т на высотах до 3200 м над уровнем моря, но при очень низком значении коэффициента избытка воздуха ($\alpha = 1,2$).

3. Для каждой высоты показатели двигателя и турбокомпрессора имеют наилучшие значения при вполне определенном, оптимальном проходном сечении соплового аппарата турбины.

4. Для двигателя А-41Т с турбокомпрессором ТКР-11 установлены следующие оптимальные значения проходного сечения соплового аппарата турбины в зависимости от высоты: $F_2 = 15,5 \text{ см}^2$ при $H = 750 - 1700 \text{ м}$; $F_2 = 12,2 \text{ см}^2$ при $H = 1700 - 2500 \text{ м}$ и $F_2 = 10,1 \text{ см}^2$ при $H = 2500 - 3250 \text{ м}$.

Увеличение количества подаваемого в дизель воздуха (G_2 — соп-11) при работе дизеля А-41Т с оптимальными сечениями соплового аппарата до высоты 3250 м приводит к повышению эффективной мощности в среднем на 4,1% и снижению удельного расхода топлива на 3,7%.

ЮН ИС-СА-71

Получено 7. IV 1974

Э. А. М К Р Т Ч Я Н, Р. С. А Й В А З Я Н

Ա—41Т ԷՆԳԵԼԻ ՓՈՐՁԱՐԱՐՄԵՆԻՆ ԶԵՏԱՂՈՏՈՒԹՅՈՒՆԸ
ԲԱՐՁՐ ԼՈՒՆԱՅԻՆ ՊԱՅՄԱՆՆԵՐՈՒՄ

Ս. Վ. Վ. Վ. Վ. Վ.

Հողվածք վերաբերվում է Ա—41Т տուրբոմեքոմպրեսորի արտադրության շարժիչ վրա բարձրագույն կարգի և շրջապատի օդի ջեռնաստիճանի համապատասխան ազդեցության հետազոտություններին, և այն միջոցներին, որոնց օգնությամբ հնարավոր է բարձրացնել դիզելի տեխնիկա-տնտեսական ցուցանիշ-

ներք մինչև այն մեծությունը, որ նա հանդես է բերում նորմալ մթնոլորտային պարամետրում աշխատելու:

Հետազոտությունների արդյունքները հնարավորության են տվել կազմելու А—АТ դիզելային շարժիչի հզորությունը և վառելիքի տեսակարար ծախսը նորմալ մթնոլորտային պայմանների բերող հաճախումներ: Բազա-հայտված է բարձունքային պայմանների ազդեցությունը (մինչև 3250 մ) փորձարկվող շարժիչի աշխատանքի վրա և առաջարկվում է բարձրությունից կախված դիզելների (ներմղումով) հզորության հարուստի փոխհատուցման արդյունավետ եղանակ:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Шведский А. Н. Приведение мощности и расхода топлива дизелей без турбонаддува к стандартным атмосферным условиям. Труды НАТИ, вып. 220, М., 1972.
2. Орлин А. С. и др. Двигатели внутреннего сгорания. Теория рабочих процессов поршневых и комбинированных двигателей. М., 1971.

ИЗМЕРИТЕЛЬНАЯ ТЕХНИКА

В. Р. ВАРДАНИАН

ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫЕ БЫСТРОДЕЙСТВУЮЩИЕ
ЕМКОСТНОЕ ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЬ ДАВЛЕНИЯ

Давление воздушных ударных волн (ДВУВ), почти мгновенно нарастая (фронт волны), спадает медленно [1]. Мгновенное нарастание давления требует применения быстродействующих преобразователей [2; 3] (собственная частота упругого элемента которых должна быть не ниже нескольких десятков килогерц [3]), а медленный спад — применения преобразователей, способных работать в статическом режиме (регистрация медленнопротекающих процессов). К тому же, при ДВУВ после фазы сжатия наступает разряжение [1]. Сложность климатических условий требует разрабатывать преобразователи, способных нормально работать в дождь и снег и при очень большом перепаде температуры.

Для регистрации ударных процессов могут быть применены емкостные, пьезоэлектрические и др. типы преобразователей [4; 5-7]. Настоящая статья посвящена рассмотрению емкостных преобразователей.

Емкостные преобразователи выгодно отличаются от других тем, что не требуют сложного оборудования, позволяют статическую градуировку, имеют большую чувствительность и хорошие частотные характеристики.

Для точной регистрации ДВУВ необходимо уменьшить площадь чувствительного элемента емкостного преобразователя; тогда ухудшаются соотношения полезной и паразитных емкостей. Для увеличения этого соотношения и чувствительности, в ряде случаев часть воздушного зазора емкостного преобразователя заполняется диэлектриком [5; 6]. Для уменьшения диэлектрических потерь требуется приклеить слюду к неподвижному электроду только в нескольких точках. Такая конструкция не вибропрочна и неустойчива к ударным нагрузкам, и есть опасность отклеивания слюды при регистрации ДВУВ.

Регистрация ДВУВ емкостными преобразователями выдвигает особые требования на термостойчивость. Повышение термостойчивости производится либо усложнением схемы измерения [5], либо применением специальных компенсационных емкостей [8]. В последнем случае усложняется конструкция и увеличиваются габаритные размеры преобразователя.

Дифференциальные емкостные преобразователи отличаются от обычных емкостных тем, что имеют высокую чувствительность и термостойчивость. Однако, многие из созданных преобразователей, являясь быстродействующими, имеют сложную конструкцию [9].

Учитывая условия, предъявляемые к преобразователям давления быстропротекающих процессов, нами разработана конструкция дифференциального емкостного преобразователя давления, разрез которого показан на рис. 1. В предлагаемой конструкции преобразователя масло, заполняющее межэлектродное пространство, являясь средой передачи давления от одной подвижной обкладки к другой, во-первых, увеличивает начальную емкость преобразователя и, во-вторых, созданием внутреннего предварительного давления, когда электроды-мембраны находятся в напряженном состоянии, позволяет повысить частотные свойства преобразователя. Для передачи действия силы от одной подвижной обкладки к другой можно было осуществлять жесткое соединение центров мембран, как это выполнено в [10]. Однако при малых диаметрах мембран возникают большие трудности в закреплении подвижных электродов.

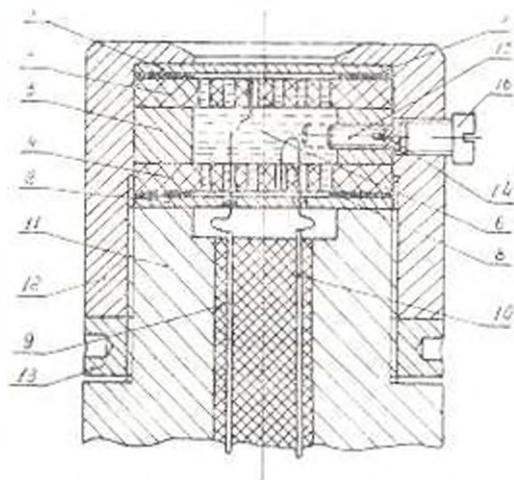


Рис. 1.

За мембраной 1 (рис. 1) на определенном расстоянии размещен диск из фольгированного стеклотекстолита 3 с соответствующими отверстиями. После металлического кольца 5 расположен второй диск 4 из фольгированного стеклотекстолита с отверстиями. Между мембранами 1; 2 и текстолитовыми дисками 3; 4 установлены латунные шайбы 7 и 8, предусмотренные для получения соответствующих емкостных впадин. Участки фольгированного стеклотекстолита, попадающие под латунные шайбы, очищены от фольги. Емкости образуются между мембранами 1 и 2 и верхними и нижними поверхностями дисков 3 и 4. Герметично изолированные выводы осуществлены через концы 9 и 10. Третьим выводом является корпус. Для получения прочной и герметичной конструкции, до сборки (после припайки соответствующих концов) мембраны 1; 2, диски 3; 4 и шайбы 5; 7; 8 приклеиваются между собой

по краям. Внутри металлического колпачка 12 положение приклеенных элементов фиксируется при помощи специальной шпунки (на рис. 1 не видна). Фиксация положения обусловлена не только устойчивостью получаемых характеристик, но и наполнением внутренней полости преобразователя маслом. Конструкция, собранная из элементов 1; 2; 3; 4; 5; 7 и 8, закрепленных с колпачком 12, навинчивается на корпус 11 преобразователя. Положение металлического колпачка фиксируется контргайкой 13.

В качестве материала мембраны могут быть использованы дисперсионно твердеющие сплавы, например, бронза бериллиевая марки Бр. Б2, сплав ЭИ702 (НЗбХТЮ), сплавы титана марки ВТ-14 и др. Для получения большой чувствительности в изготовленном преобразователе в качестве материала мембраны использован дюралюминий марки Д16т, хотя и он имеет низкие частотные свойства.

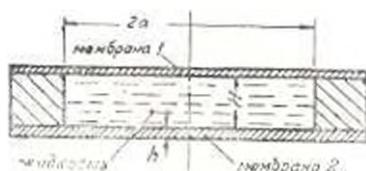


Рис. 2.

При помощи кольца 5 между двумя емкостными зазорами образуется полость, которая при вакууме наполняется жидким диэлектриком. Жидкий диэлектрик наполняет как полость 6, так и отверстия дисков и емкостные зазоры. Для создания предварительного давления используется винт 15, винчиванием которого изменяется внутреннее давление преобразователя. Для поддержания этого давления применяются уплотнение 14 и винт 16. Вместо этих винтов и уплотнений, для создания внутреннего давления в полости можно было использовать штуцер, присоединенный к соответствующему источнику давления.

Действующее на верхнюю поверхность мембраны 1 давление через жидкий диэлектрик передается ко второй мембране. Если при приложении силы или давления верхний емкостной зазор уменьшается, то в это время увеличивается нижний емкостной зазор. Таким образом, образованные две емкости изменяются в разных направлениях.

Упрощенный разрез дифференциального емкостного преобразователя давления показан на рис. 2.

В рассматриваемой задаче определения частот поперечных колебаний при совместной работе двух пластинок-мембран жидкость можно принять несжимаемой; т. е. обе пластинки работают совместно и синхронно.

В силу принятых допущений, при незначительном внутреннем давлении жидкость между мембранами играет роль дополнительной массы, а частоту собственных колебаний можно определить по формуле [11, 12]:

$$\omega = \frac{\eta K^2}{a^2} \sqrt{\frac{D}{\rho h}} \quad (1)$$

где $\nu = \left(1 + \frac{2\eta H}{\rho h}\right)^{-\frac{1}{2}}$; K^2 — коэффициент, зависящий от условий работы мембраны; ρ — плотность жидкости; $D = \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)}$ — цилиндрическая жесткость; ρ — плотность материала мембраны; a — радиус мембраны; ν — коэффициент Пуассона; h — толщина пластинки; E — модуль упругости мембраны; H — толщина слоя жидкости.

Имея общеизвестную форму в выражении (1) добавлен коэффициент η , который меньше единицы. Из-за жидкости собственная частота колебаний упругой системы будет меньше, чем при колебании только одной пластинки.

Когда давление жидкости достаточно большое, но не превышает норму, следует учесть влияние добавочного радиального растяжения.

Выражение наибольшего прогиба заземленной по контуру круглой мембраны радиуса a , несущей нагрузку интенсивностью P_0 , можно написать в виде [11]:

$$W_{\text{макс}} = \frac{P_0 a^4}{64D} \quad (2)$$

Максимальное радиальное напряжение получается на контуре пластинки, где оно равно [11]

$$(\sigma_r)_{\text{макс}} = \frac{3}{4} \cdot \frac{P_0 a^2}{h^2} \quad (3)$$

Используя (2), формула (3) запишется так:

$$(\sigma_r)_{\text{макс}} = \frac{4E}{1-\nu^2} \cdot \frac{h}{a} \cdot \frac{W_{\text{макс}}}{a} \quad (4)$$

Из формулы (4) можно вычислить растягивающую силу F , приходящуюся на единицу длины [11]:

$$F = (\sigma_r)_{\text{макс}} \cdot h = \frac{4E}{1-\nu^2} \cdot \frac{h^2}{a} \cdot \frac{W_{\text{макс}}}{a} \quad (5)$$

Создаваемое предварительное растяжение влияет на величину собственной частоты колебания пластинки. В рассматриваемом случае предварительное растяжение в пластинке создается внутренним давлением жидкого диэлектрика в преобразователе, о степени которого можно судить по максимальному прогибу пластинок $W_{\text{макс}}$. По значению $W_{\text{макс}}$ можно вычислить параметры [12]:

$$\alpha^2 = \frac{F}{D} = \frac{4E}{a^2} \cdot \frac{W_{\text{макс}}}{h}; \quad \alpha = -2\alpha = -2 \left[\frac{3}{4} \sqrt{\frac{W_{\text{макс}}}{h}} \right] \quad (6)$$

определяющие собственные частоты колебаний пластинки. Имея значение параметра m ($m < 1$ в случае растяжения), можно из графика [12] определить значение K^2 , входящее в формулу (1).

Напряжение $(\sigma_r)_{\max}$ должно удовлетворять условию:

$$(\sigma_r)_{\max} < [\sigma] = \frac{\sigma_r}{n}, \quad (7)$$

где $[\sigma]$ — допускаемое напряжение; σ_r — предел текучести материала пластинки; n — коэффициент запаса.

Из формул (4) и (7) находим, что

$$W_{\max} < \frac{1 - \nu^2}{4} \frac{a^2}{Eh} \frac{\sigma_r}{n}. \quad (8)$$

По величине W_{\max}/h можно определить значение частотного коэффициента m , а по нему — коэффициента K^2 [12].

Коэффициент запаса n необходимо взять не менее 2,5. Это обусловлено тем, что под действием внешнего давления мембрана 1 стремится возвратиться в исходное ненапряженное состояние, а мембрана 2 подвергается дополнительной деформации.

Рассмотрим несколько численных примеров.

1. Мембраны из дюралюминия. Имеем следующие параметры

$$\rho_2 = 0,9 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3; \quad \rho_1 = 2,8 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3; \quad h = 0,001 \text{ м}; \quad H = 0,006 \text{ м}; \\ E = 7 \cdot 10^4 \text{ МПа}; \quad \nu = 0,31; \quad a = 0,015 \text{ м}; \quad \sigma_r = 340 \text{ МПа}; \quad n = 2,5.$$

При этих параметрах $\eta = 0,5$, т. е. из-за жидкого диэлектрика частота колебаний падает на 40% по сравнению с частотой одной лишь мембраны без жидкости.

По формуле (8) $W_{\max} = 0,098 \cdot 10^{-3}$ м, а по формуле (7) $m = -2,17$. Вследствие растяжения частота собственных колебаний мембраны возрастает в $(K_2/K_1)^2 = 11,72:10,2 = 1,15$ раза; снижение частоты будет не на 40%, а всего лишь на 32% ($0,6 \cdot 1,15 = 0,68$) (K_1 — значение коэффициента прочности при $m = -2,17$; $K_1 = 3,196$ — коэффициент частоты без учета растяжения).

2. Мембраны из сплава титана ВТ-14. Имеем следующие параметры:

$$\rho = 4,7 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3; \quad \sigma_r = 1000 \text{ МПа}; \quad E = 12 \cdot 10^4 \text{ МПа}; \quad \nu = 0,32.$$

Значения остальных параметров те же, что и в п. 1. Получаем:

$$\eta = 0,7; \quad W_{\max} \approx 0,169 \cdot 10^{-3} \text{ м}; \quad m = -2,84.$$

Вследствие растяжения частота собственных колебаний мембраны возрастает в $(K_2/K_1)^2 = 12,66:10,21 = 1,24$ раза, т. е. из-за масла снижение частоты будет не на 30%, а на 13% ($0,7 \cdot 1,24 = 0,87$).

3. Мембраны из бериллиевой бронзы. Имеем:

$$\rho = 8,23 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3; \quad \varepsilon_1 = 1230 \text{ МПа}; \quad E = 13,5 \cdot 10^4 \text{ МПа}; \quad \nu = 0,32.$$

Остальные параметры прежние. Получаем:

$$W_{\text{мас}} \approx 0,19 \cdot 10^{-3} \text{ м}; \quad \chi = 0,78; \quad m = -3,95; \quad K_2^2 = 12,9.$$

Тогда $(K_2/K_1)^2 = 12,9 : 10,2 = 1,27$; из-за масла снижение частоты составляет всего лишь 12% ($0,78 \cdot 1,27 = 0,99$).

4. Мембраны из сплава Н36ХТЮ. Имеем:

$$\rho = 8,0 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3; \quad \varepsilon_1 = 1000 \text{ МПа}; \quad E = 21 \cdot 10^4 \text{ МПа}; \quad \nu = 0,32.$$

Аналогичным образом получаем:

$$W_{\text{мас}} \approx 0,096 \cdot 10^{-3} \text{ м}; \quad \chi = 0,77; \quad m = -2,115; \quad K_2^2 = 11,65.$$

Тогда $(K_2/K_1)^2 = 11,65 : 10,2 = 1,14$; наличие масла снижает частоту колебаний на 12% ($0,77 \cdot 1,14 = 0,88$).

Приведенные примеры показывают, что если из-за жидкого диэлектрика падает частота собственных колебаний упругого элемента, создавая внутреннее давление в допустимых пределах, ее можно увеличить. Частота колебаний упругого элемента уменьшается незначительно по сравнению с частотой колебаний отдельно взятой мембраны с теми же параметрами. Наличие масла, как среды передачи давления, незначительно снижает быстродействие преобразователя (за исключением дюралюминия, необходимость применения которого обоснована выше).

Создание предварительного внутреннего давления обусловлено не только повышением собственной частоты мембраны, но и необходимостью получения преобразователя, способного реагировать как на давление, так и на разрежение.

При помощи дифференциального емкостного преобразователя можно собрать мостовую схему измерения, где емкости $C_1 = C_2 = C$ включены в плечи моста.

Значение выходного напряжения будет [13]:

$$\dot{U}_{\text{вых}} = \frac{\Delta Z}{Z} \dot{U}_1 \frac{1}{1 + \frac{1}{2} \left(\frac{Z_1}{Z} + \frac{Z}{Z_1} \right) + \frac{Z + Z_1}{Z_1} - \frac{1}{2} \frac{\Delta Z}{Z_1 Z} - \frac{\Delta Z^2}{2Z^2}}, \quad (9)$$

где ΔZ — приращение сопротивления преобразователя; Z_n — нагрузка, подключаемая к диагонали моста; $Z_1 = R$ — активные плечи моста;

$Z = \frac{1}{i\omega C}$ — емкостное сопротивление преобразователя; \dot{U}_1 — напряжение питающего генератора.

Из-за малости ΔZ можно пренебречь последними двумя членами знаменателя выражения (9). Принимая величину Z_n на один порядок больше других сопротивлений, выражение (9) примет вид:

$$U_{\text{вых}} = \frac{\Delta C}{C} U_{\text{г}} \frac{2 j_0 C R}{1 - \omega^2 R^2 C^2 - 2 j_0 C R} \quad (10)$$

откуда

$$U_{\text{вых}} = \frac{\Delta C}{C} U_{\text{г}} \frac{2 j_0 C R}{1 - \omega^2 C^2 R^2} \quad (11)$$

Оптимальное значение выходного напряжения получается при $\omega = \frac{1}{\sqrt{2} C R}$, т. е.

$$U_{\text{вых}} = \frac{\Delta C}{C} U_{\text{г}} \quad (12)$$

Оптимальность получается при определенной частоте, поэтому питание измерительного моста необходимо производить от генератора стабилизированной частоты.

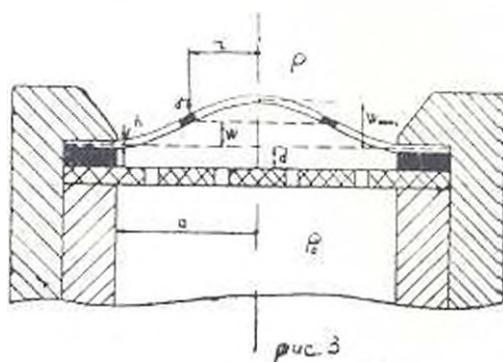


Рис. 3.

Расчет изменения емкости дифференциального преобразователя производится по рис. 3. Верхняя мембрана, исходя под давлением P_0 , деформируется, и отклонение W при радиусе r определяется выражением [14]:

$$W = \frac{3}{16} P_0 \frac{(1 - \nu^2)}{E h^3} (a^2 - r^2)^2 \quad (13)$$

Начальная емкость недеформированной мембраны

$$C = \frac{\pi \epsilon_0 \epsilon_a^2}{d} \quad (14)$$

Из-за деформации мембраны значение емкости C_0 при $\frac{W}{d} \ll 1$ будет [13]:

$$C_0 = C - \Delta C = \frac{2 \pi \epsilon_0 \epsilon_a^2}{d} \int_0^a \left(1 - \frac{W}{d}\right) r dr \quad (15)$$

Подставляя значение W из (13) и интегрируя, получим

$$C_0 = C - \Delta C = \frac{\pi \varepsilon_0 a^2}{d} - \frac{\pi \varepsilon_0 (1 - \nu^2) a^4}{16d^3 E h^3} P_0 \quad (16)$$

где

$$\Delta C = \frac{\pi \varepsilon_0 (1 - \nu^2) a^4}{16d^3 E h^3} P_0 \quad (17)$$

Используя (2) и подставляя значение D из (1), получим значение внутреннего давления P_0 , необходимое для максимального отклонения мембраны.

$$P_0 = \frac{64 W_{\max}}{a^4} \cdot \frac{E h^3}{12(1 - \nu^2)} \quad (18)$$

Подставляя (18) в (17), получим:

$$\Delta C = \frac{\pi \varepsilon_0}{3d^3} W_{\max} \quad (19)$$

тогда (16) примет вид:

$$C_0 = \frac{\pi \varepsilon_0 a^2}{d} \left(1 - \frac{W_{\max}}{3d} \right) = C \left(1 - \frac{W_{\max}}{3d} \right) \quad (20)$$

При действии внешнего давления P значение первой межэлектродной емкости возрастает и принимает значение

$$C_0 = C - \Delta C_0 = \frac{\pi \varepsilon_0 a^2}{d} - \frac{\pi \varepsilon_0 (1 - \nu^2) a^4}{16d^3 E h^3} P_0 \left(1 - \frac{P}{P_0} \right) \quad (21)$$

используя (18), получим:

$$C_0 = C \left[1 - \frac{W_{\max}}{3d} \left(1 - \frac{P}{P_0} \right) \right] \quad (22)$$

Приращение емкости C_0 будет:

$$\Delta C_0 = C_0 - C_0 = C \frac{W_{\max}}{3d} \frac{P}{P_0} \quad (23)$$

Относительное изменение емкости

$$\frac{\Delta C_0}{C_0} = \frac{W_{\max}}{3d} \cdot \frac{1}{1 - \frac{W_{\max}}{3d}} \cdot \frac{P}{P_0} \quad (24)$$

Так как $\frac{W_{\max}}{3d} \ll 1$, то выражение (24) можно представить в виде

$$\frac{\Delta C_0}{C_0} = \frac{W_{\max}}{3d} \cdot \frac{P}{P_0} \left(1 + \frac{W_{\max}}{3d} \right) \quad (25)$$

Подставляя выражение (25) в (12), получим:

$$U_{\text{max}} = \frac{W_{\text{max}}}{d} U_r \frac{P}{P_0} \left(1 + \frac{W_{\text{max}}}{3d} \right), \quad (26)$$

Выражение (26) показывает, что для малых отклонений $\frac{W_{\text{max}}}{3d}$ существует линейная зависимость между выходным напряжением и приложенной силой или давлением.

Блок-схема измерения с емкостным дифференциальным преобразователем давления показана на рис. 4. Она состоит из кварцевого генератора Γ , измерительного моста M , усилителя $У$ и фильтра Φ с согласующим устройством $СУ$. Фильтр собирается по схеме двойного Т-образного моста, настроенного на собственную частоту колебания упругого чувствительного элемента.

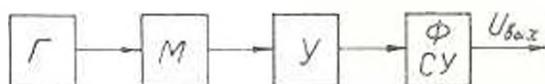


Рис. 4.

Были сняты градуировочные кривые между выходным напряжением и приложенной силой. Снятые зависимости линейны. Чувствительность была равна примерно $1,0 \cdot 10^{-2} \frac{В}{Н \cdot м} \left(1,0 \frac{В}{кг \cdot с \cdot м^2} \right)$. Чувствительность емкостного преобразователя оставалась почти неизменной при изменении температуры в пределах от -15°C до $+30^\circ\text{C}$ (чувствительность изменяется всего лишь на 2–3%). На результаты измерения большое влияние оказывает значение напряжения, и, поэтому, питание осуществлялось от стабилизированного источника с напряжением $\pm 18 \text{ В}$. Регистрация силы падающего шарика показала фронт $80 \div 85 \text{ мксек}$ (диаметр мембраны $3,0 \cdot 10^{-2} \text{ м}$). Быстродействие можно увеличить уменьшением диаметра мембраны. Например, для получения частоты собственных колебаний дюралюминиевой мембраны более 20 кг/ц необходимо ее диаметр взять равным $12 \cdot 10^{-3} \text{ м}$, а толщину $0,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}$.

В ы в о д ы

1. Разработанный дифференциальный емкостной преобразователь, внутренняя полость которого под определенным давлением заполнена жидким диэлектриком, обеспечивает высокие частотные свойства. Масло, как среда передачи давления, лишь незначительно ухудшает его частотные свойства. Из-за напряженного состояния мембраны предлагаемый преобразователь с успехом работает как при давлениях, так и при разрежениях.

2. В дифференциальном емкостном преобразователе существует явная зависимость между относительным изменением емкости и приложенным давлением.

ԵրՄԻ Կ. Մարկս

Поступило 7. V. 1976.

Վ. Ի. ՎԱՐԴԱՆՅԱՆ

ՃՆՇՐԱՆ ԳԻՆԻՐԵՆՑԻԱԿ ԱՐՈՒԱԳՈՐՄ ՈՒՆԱԿԱՅԻՆ ԿԵՐՊԱՓՈՒՆԻԶ

Ա մ փ ո փ ո ս մ

Օղի հարվածային ալիքների ճնշումն աճում է ակնթարթորեն, իսկ այնուհետև՝ էքսպոնենցիալ օրենքով դանդաղ նվազում: Համապատասխան կերպափոխիչների պետք է լինեն մի կողմից արագացում, իսկ մյուս կողմից՝ դանդաղ փոփոխվող ճնշումները չափելու հնարավորություն ունենան: Նախագծված ունակային գիֆերենցիալ կերպափոխիչը օժտված է բարձր ջերմակայունությամբ և դրայնությամբ: Նա ունի երֆա շարժական և երկու անշարժ թիթեղների: Անշարժ թիթեղների վրա բաշտված է անցքեր, և թիթեղներն իրարից հեռու են որոշ բացակով, սրբ լցված է հեղուկ դիէլեկտրիկով: Հեղուկ դիէլեկտրիկի միջոցով ճնշումը մի շարժական թիթեղից հաղորդվում է մյուսին: Կերպափոխիչի ներքին նախնական ճնշումը նպաստում է ճնշման ինչպես զրական, այնպես էլ բացասական փուլերի չափմանը: Կերպափոխիչի նեոսի նախնական ճնշումը օգնում է զրայուն տոսձղական էլեմենտի սեփական տատանումների հաճախությամբ մեծացնելուն: Նշվածը հիմնավորված է ինչպես տեսականորեն, այնպես էլ փորձնական եղանակով:

Л И Т Е Р Т У Р А

1. Андреев К. К., Беллев А. Ф. Теория взрывчатых веществ. М., «Обorongиз», 1960.
2. Недин В. В., Кривцов В. А. Измерение давлений, возникающих при взрыве металлических порошков и статических взрывных камерах. «Наукова Думка», Киев, 1971.
3. Варданян В. Р., Шаринян Н. А. Об одном случае определения собственной частоты преобразователей давления воздушных ударных волн и оценка динамической погрешности. Межвузовский сборник научных трудов, серия XVII, радиотехника и электроника, вып. 1, 1974.
4. Варданян В. Р. Торндалийный резонаторный датчик давления воздушных ударных волн. «Приборы и системы управления», № 11, 1973.
5. Турчин А. М. Электрическое измерение неэлектрических величин. Изд. «Энергия», 1966.
6. Варданян В. Р. и др. Емкостный датчик для регистрации параметров давления воздушных ударных волн. «Приборы и системы управления», № 6, 1975.
7. Варданян В. Р., Мамиян С. Э. Дифференциальный пьезоэлектрический преобразователь давления с частотным выходом. Новые пьезо- и сегнетоматериалы и их применение. МДНТП им. Ф. Э. Дзержинского, М., 1975.
8. Разработка измерительных преобразователей для регистрации давления ударных волн, отчет ОНИР № 779, Гос. регист. Б498013, 1976, Ереван, ЕрПИ.

9. *Roger I. Fritck*. Differential pressure transducer, патент США № 3618390 от 9.XI, 1971, кл. 73 338.
10. *Варданян В. Р.* Емкостные датчики. «Вибрационная техника», МДНТП им. Ф. Э. Держинского, М., 1975.
11. *Гимозенко С. П., Войновский—Крисер С.* Пластинки и оболочки, М., 1963.
12. *Гонимкович В. С.* Собственные колебания пластинок и оболочек. Киев, 1964.
13. *Нуберт Г. П.* Измерительные преобразователи неэлектрических величин. М. «Энергия», 1970.
14. *Анорелва Л. Е.* Уругие элементы прибории. М., «Машиностроение», 1962.

$$\frac{dt_r}{dx} = \frac{q_c}{C_1} - \frac{C_2}{C_1} \frac{dt_m}{dx}. \quad (4)$$

Для отыскания решения уравнения (4) избавимся в нем от одной из двух неизвестных функций. С этой целью сообразя уравнения (1) и (2), получаем выражения для переменной t_m и ее производной:

$$t_m = t - \frac{C_2}{\alpha l} \frac{dt_r}{dx} - \frac{q_c}{\alpha l}; \quad \frac{dt_m}{dx} = \frac{dt_r}{dx} - \frac{C_2}{\alpha l} \frac{d^2 t_r}{dx^2}$$

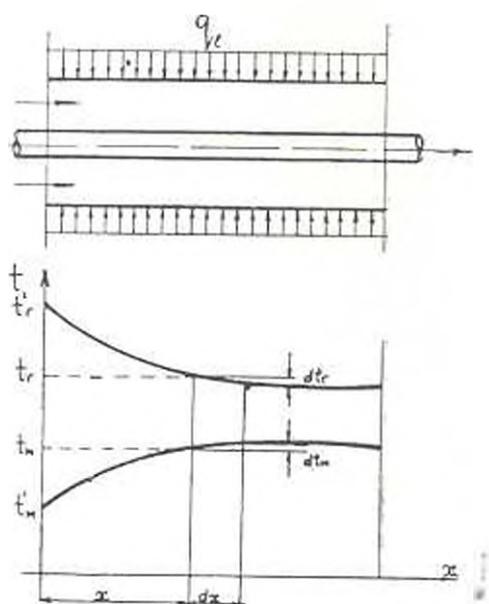


Рис. 1.

Подставляя эти значения в расчетное уравнение (4) и обозначая

$$\frac{1}{C_1} - \frac{1}{C_2} = m, \text{ получаем:}$$

$$\frac{d^2 t_r}{dx^2} - m \alpha l \frac{dt_r}{dx} - \frac{q_c \alpha l}{C_1 C_2} = 0. \quad (5)$$

Общее решение уравнения (5) будет иметь вид

$$t_r = A_1 + A_2 e^{-mx} - \frac{q_c}{C_1} \frac{q_c}{C_2} x. \quad (6)$$

Постоянные интегрирования A_1 и A_2 определяем из следующих граничных условий. При входе в аппарат ($x=0$) температура газа равняется t_{tr} , температура материала t_m .

Используя эти условия, получаем:

$$A_1 = t_{tr} - \frac{t_{tr} - t_m}{m C_1} - \frac{q_c}{\alpha l m^2 C_1}, \quad A_2 = \frac{t_{tr} - t_m}{m C_1} - \frac{q_c}{\alpha l m^2 C_1}.$$

Подставляя значения постоянных интегрирования в выражение (6) получаем:

$$t_c = t_{r1} - \frac{t_{c1} - t_{m1}}{mC_2} (1 - e^{-m\alpha x}) - \frac{q_1}{2\beta m^2 C_1} (1 - e^{-m\alpha x}) - \frac{q_1}{C_2 - C_1} x. \quad (7)$$

Соответственно для температуры материала по длине аппарата получается

$$t_a = t_{m1} + \frac{t_{c1} - t_{m1}}{mC_2} (1 - e^{-m\alpha x}) - \frac{q_1}{2\beta m^2 C_1 C_2} (1 - e^{-m\alpha x}) - \frac{q_1}{C_2 - C_1} x. \quad (8)$$

Если в аппарате отсутствует дополнительный подвод тепла ($q_1 = 0$), то выражения (7) и (8) принимают вид:

$$t_c = t_{c1} - \frac{t_{c1} - t_{m1}}{mC_2} (1 - e^{-m\alpha x}); \quad (7')$$

$$t_a = t_{m1} + \frac{t_{c1} - t_{m1}}{mC_2} (1 - e^{-m\alpha x}). \quad (8')$$

Иногда требуется технологический процесс в аппарате произвести при постоянной температуре. В этом случае $t_c = t_{r1} = \text{const}$ и линейная плотность дополнительного теплового потока по длине аппарата должна определяться по следующей закономерности:

$$q_1 = \frac{t_{c1} - t_{m1}}{\frac{1}{2\beta m C_1} - \frac{x}{C_2 (1 - e^{-m\alpha x})}}. \quad (9)$$

Если же требуется по длине аппарата поддерживать постоянной температуру материала ($t_a = t_{m1} = \text{const}$), то, согласно выражению (8'), для линейной плотности теплового потока получим:

$$\bar{q}_1 = \frac{t_{c1} - t_{m1}}{\frac{C_2}{2\beta m C_1^2} - \frac{x}{C_1 (1 - e^{-m\alpha x})}}. \quad (10)$$

Расчеты по вышеприведенным формулам связаны с трудностями, возникающими при определении коэффициента теплоотдачи. В современной литературе по теплообмену почти что отсутствуют данные для определения этой величины в ограниченном пространстве при одновременном движении теплообменной поверхности и газа. Поэтому, при расчете таких аппаратов, для определения коэффициента теплоотдачи рекомендуется принять расчетные критериальные уравнения при движении газа в каналах с неподвижными теплообменными поверхностями. В этом случае за определяющую скорость надо принять разность скоростей движения газа и материала.

Таким образом, в настоящей работе получены соответствующие аналитические выражения для расчета как температур газа и материала по длине аппарата, так и для определения линейной плотности дополнительного теплового потока. Несомненно, что данную работу следует рассмотреть как первый шаг в создании теории рассматриваемых аппаратов. В дальнейшем, путем более глубоких теоретических и, конечно, экспериментальных исследований полученные результаты должны быть уточнены и дополнены.

ЕрПИ им. К. Маркса

Поступило 26. I. 1974.

УДК 62—231.3

Распространение теоремы Фрейденагейна на плоские многозвенные механизмы II класса. Джавахян Р. И. «Известия АН АрмССР (серия Т. И.)», т. XXX, № 1, 1977, 3—12.

В статье рассматриваются плоские многозвенные механизмы, состоящие из последовательно соединенных четырехзвенных контуров, для которых выводится общая формула, связывающая угловые скорости и ускорения ведомого и неравномерно вращающегося ведущего звеньев. Этой формулой можно пользоваться при анализе плоских многозвенных механизмов, при учете неравномерности вращения их ведущих звеньев, а также при их синтезе по экстремальной скорости ведомого звена.

Дается методика синтеза шестизвенных механизмов с равномерно вращающимся ведущим звеном по максимальному значению скорости ведомого звена при его рабочем ходе, когда составляющие четырехзвенные контуры взяты в положениях максимальной скорости своих ведомых звеньев.

Илл. 6. Библ. 5 назв.

УДК 531.1:517.9+656.05

Гравитационно-равномерное движение грузовых тележек по уклонным путям. Никонов И. Я., Асланян Б. С. «Известия АН АрмССР (серия Т. И.)», т. XXX, № 1, 1977, 13—17.

Проведено теоретическое исследование гравитационного движения грузовой тележки со встроенным центробежным регулятором. Составлено дифференциальное уравнение движения тележки. Получены формулы для определения скорости гравитационного движения тележки (в зависимости от времени) и необходимого веса тормозных элементов регулятора при установившемся гравитационно-равномерном движении тележки. Выявлено влияние веса транспортируемого груза и веса тормозных элементов на скорость движения тележки.

Илл. 3. Библ. 2 назв.

УДК 62.061.62.051+061.62.051

Определение необходимой частоты пересмотра организационной структуры НИИ. Чусев К. В., Мелкумян А. М., Мурадян Г. Б. «Известия АН АрмССР (серия Г. И.)», т. XXX, № 1, 1977, 18—23.

Предлагается метод, позволяющий определить целесообразную частоту совершенствования организационных структур крупных отраслевых научно-исследовательских институтов в зависимости от допустимой среднеквадратической погрешности измерения показателя эффективности оргструктур.

Илл. 2. Библ. 2 назв.

Исследование продольного перемешивания в прямоугольных аппаратах с псевдооживленным слоем зернистых материалов. Давтян Г. А., Айиштеп В. Г., Григорян Р. В. «Известия АН АрмССР (серия Г. Н.)», т. XXX, № 1, 1977, 24—30.

Описана экспериментальная установка и методика исследования продольного перемешивания в прямоугольных аппаратах с псевдооживленным слоем зернистых материалов, применяемых в различных отраслях промышленности. Установлено, что данный процесс хорошо описывается одновариантной диффузионной моделью.

Определены значения числа Пекле и коэффициента продольного перемешивания, характеризующие интенсивность перемешивания для исследуемых зернистых материалов. Изучены влияния отдельных факторов: числа псевдооживления, живого сечения аппарата и числа Архимеда — на интенсивность продольного перемешивания.

Илл. 5. Табл. 2. Библи. 6 назв.

Экспериментальное исследование дизеля А-41Т в высокоскорых условиях. Мкртумян Э. А., Айвазян Р. С. «Известия АН АрмССР (серия Г. Н.)», т. XXX, № 1, 1977, 31—39.

Статья посвящена исследованию совместного влияния барометрического давления и температуры окружающего воздуха на работу тракторного двигателя А-41Т в трубонаддувом, а также приемам, при помощи которых возможно повысить технико-экономические показатели до значений, близких соответствующему уровню при работе дизеля в нормальных условиях.

В результате исследования составлены уравнения приращения мощности и удельного расхода топлива дизеля А-41Т к нормальным атмосферным условиям. Выявлено влияние высотных условий (до 3250 м) на работу тракторного двигателя и предлагается эффективный метод компенсации потерь мощности дизелей (с наддувом) в зависимости от высоты.

Илл. 2. Табл. 2. Библи. 2 назв.

Дифференциальный быстродействующий емкостной преобразователь давления. Варданян В. Р. «Известия АН АрмССР (серия Т. II)», т. XXX, № 1, 1977, 40—50.

Давление воздушных ударных волн, возрвстая мгновенно, медленно убывает по экспоненциальному закону. Соответствующие преобразователи должны быть с одной стороны — быстродействующими, а с другой — более или менее медленно изменяться давлением. Разработанная дифференциальная емкостной преобразователь обладает высокой термостойкостью и чувствительностью. Он имеет два подвижных и два неподвижных электрода. На неподвижных электродах имеются отверстия, и они удалены друг от друга на определенное расстояние. Образующая полость заполнена жидким диэлектриком, посредством которого давление с одного электрода передается на другой. Предварительное давление, созданное внутри преобразователя, способствует измерению как положительной, так и отрицательной фазы давления, оно способствует повышению частоты собственных колебаний упругого элемента. Указанное подтверждается как теоретически, так и экспериментально.

Илл. 4. Библи. 14 назв.

ՄԻՔՆՈՒԿՆԱԲԱՐԱՆ

Ս. Վ. Ջուլիանի, Ֆրեյդենշտեյնի թեորեմի սարսափաւոր երկրորդ դասի նաբի բազմազան մեխանիզմների վրայ	3
Ի. Յու. Լեիկոնով, Ս. Ս. Ալյակովսկի, Բենեատար սալյակների գրաւփառադիմում-նախա- սարաչափ շարժումը թեք ուղիներով	12

Հաւաքական ճեխնիկա

Յու. Վ. Չուխ, Ա. Մ. Ակրովյան, Է. Ս. Մարալյան, Գիտաճեռագրական ինս- տիտուտի կազմակերպական կառուցվածքի վերանայման անհրաժեշտ նա- խախնայումները	18
--	----

Հիպոթիկա

Գ. Ա. Պալլիսյան, Վ. Հ. Այնշտեյն, Ս. Վ. Գրիգորյան, Եւուլյուս շերտում նախկա- վոր նյութերի բնօրինակայնական ուղղու թյաւոր խառնման պրոցեսի ստույգ- նախորդները ուղղանկյունաձև ապարատներում	24
--	----

Ջերմաէլեկտրիկա

Վ. Ա. Ալլաուսյան , Ս. Ս. Ալլաուսյան, Ա-ՎՄ գիգելի փորձաքաւական ճեռագր- ուս թյունը բարձր լեռնային պայմաններում	31
--	----

Ձուլական ճեխնիկա

Վ. Ս. Վարդանյան, Ոնջման գիգելիները սրազագործ սնակային կերպափոխիչ 40
--

Գիտական հոբեր

Վ. Ս. Հովհաննիսյան, Ջերմության շրայութիչ մատուցմանց ուղղուս կոնվեկտիւ տարազման ապարատների նաղարկի վերաբերյալ	32
---	----

СОДЕРЖАНИЕ

	Стр.
Машиностроение	
<i>Р. П. Джавахян.</i> Распространение теоремы Фрейденштейна на плоские многозвенные механизмы II класса	3
<i>М. Я. Никонов, Б. С. Аслаян.</i> Гравитационно-равномерное движение грунтовых тележек по уклонам	13
Вычислительная техника	
<i>И. В. Чурв, А. Ш. Мелкумян, Г. Б. Мурадян.</i> Определение необходимой частоты пересмотра организационной структуры НИИ	18
Гидравлика	
<i>Г. А. Давтян, В. Г. Аништойн, Р. В. Григорян.</i> Исследование продольного перемешивания в прямоугольных аппаратах с псевдооживленным слоем зернистых материалов	24
Теплотехника	
<i>А. Мертумян, Р. С. Айвазян.</i> Экспериментальное исследование теплообмена А-4Т в высокотемпературных условиях	31
Измерительная техника	
<i>В. Р. Бароянц.</i> Дифференциальный быстродействующий емкостной преобразователь давления	40
Научные заметки	
<i>Л. С. Оганнисян.</i> К расчету конвективных прямоточных нагревательных аппаратов с дополнительным подводом тепла	51

