

МАШИНОСТРОЕНИЕ

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

К ВИБРАЦИЯМ ОТ ГИДРОПРИВОДА СТРОГАЛЬНОГО  
СТАНКА 7М36

Изучение колебательных процессов в гидropередачах должно основываться на их динамическом анализе, в результате чего могут быть сделаны выводы о тех необходимых условиях и соотношениях между параметрами гидравлической передачи, которые должны обеспечить ее динамическую устойчивость [1].

В поперечно-строгальном станке 7М36 с гидropередачей имеют место колебания рабочего органа станка в направлении его перемещения. Эти колебания возникают при изменениях нагрузки и скорости перемещения рабочего органа в связи с упругостью системы или в связи с колебательными процессами в контрольно-регулирующей и управляющей аппаратуре [2].

Рассмотрим продольные колебания, связанные только с упругостью системы (без резания), т. е. колебания по причине гидравлической передачи.

Движение рабочего органа станка (хобота)  $z$  представляется в виде суммы двух движений: основного движения жесткой системы  $z_1$  и дополнительного движения  $s$  (связанного с упругостью системы), которое образуется из основного движения. Следовательно,

$$z = z_1 + s. \quad (1)$$

Учитывая, что хобот движется равномерно, без остановок и рывков, можно сделать следующие допущения [2]:

1. Колебательный процесс рассматривается за относительно короткий промежуток времени, что дает основание пренебрегать изменениями жесткости масла и коэффициента утечек в связи с нагревом масла;
2. Гидравлические потери учитываются в силе трения;
3. Номинальный расход насоса и настройка клапанов (положение дросселей) принимаются постоянными, не изменяющимися в процессе колебаний;
4. Коэффициент затухания системы значительно меньше частоты колебаний:  $\nu \ll \omega$ .

Эти допущения не искажают физическую сущность колебательного процесса и значительно упрощают расчет (погрешности подсчетов при этом незначительны).

Для установления исходных понятий колебаний рассмотрим принципиальную схему гидравлической передачи станка (рис. 1).

Исходя из реальных условий, с учетом упругости системы, на рис. 1 показано расположение сил при движении рабочего органа станка со скоростью  $\dot{z}$ . Получается система со скоростной связью, где важную роль играет «эквивалентная упругая система и трение» [3]. Сущность этой связи заключается в том, что при перемещении рабочего органа из-за клинового соединения возникает гидродинамическая подъемная сила, которая возрастает со скоростью движения рабочего органа. Эта сила вызывает колебания в продольном направлении с малыми амплитудами. В данной колебательной системе учитывались диссипативные силы (силы трения), в результате действия которых колебания со временем затухают [4].

Поскольку гидродинамическая подъемная сила вызывает колебания с малыми амплитудами, можно, согласно схеме сил (рис. 1), перейти к исследованию линейного дифференциального уравнения

$$-m \frac{d^2 z}{dt^2} + R_1 - R_2 - F_{\text{тр}} = 0, \quad (2)$$

где  $m$  — приведенная масса (с учетом веса хобота и рабочей жидкости

$$m = \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2});$$

$R_1 = P_1 F_1$  — сила напорной полости;

$R_2 = P_2 F_2$  — сила сливной полости;

$P_1$  и  $P_2$  — давления в напорной и сливной полостях системы ( $\text{кг/см}^2$ );

$F_1$  и  $F_2$  — рабочие площади поршня со стороны напорной и сливной полостей системы (63,6; 31  $\text{см}^2$ );

$F_{\text{тр}}$  — сила трения ( $\text{кг}$ ).

Если принять, что  $F_{\text{тр}}$  пропорциональна скорости, то

$$F_{\text{тр}} = f \frac{dz}{dt},$$

где  $f$  — коэффициент пропорциональности.

Упругая сила  $R_1 - R_2 = R$  пропорциональна движению рабочего органа;  $R = kz$  (где  $k$  — коэффициент пропорциональности).

Таким образом, уравнение (2) преобразуется в

$$m\ddot{z} + f\dot{z} + kz = 0, \quad (3)$$

Общим решением этого уравнения будет

$$z = D e^{-\alpha t} \cos(\beta t + \varphi), \quad (4)$$

где  $D$ ,  $\varphi$  — постоянные интегрирования.

Если считать, что движение жесткой системы описывается уравнением типа (4), то

$$m\ddot{z}_1 + f_1\dot{z}_1 + k_1z_1 = 0, \quad (5)$$

решением которого будет:

$$z_1 = D_1 e^{-\lambda t} \cos(\mu t + \beta_1). \quad (6)$$

Дополнительное перемещение рабочего органа, связанное с упругостью колебательного движения системы, будет:

$$s = A e^{-\lambda t} \cos(\mu t + \varphi). \quad (7)$$

где  $A = C - C_1$  — амплитуда колебания;  $\varphi = \beta - \beta_1$  — фаза колебания;  $t$  — время колебания, *сек.*

Дифференцируя уравнение (1) по времени, получим:

$$\dot{z} = \dot{z}_1 + \dot{s}, \quad (8)$$

где  $s$  — скорость дополнительного перемещения, *см/сек*;

$\dot{z}_1 = V_1$  — скорость при условии абсолютно жесткой жидкой рабочей среды в трубопроводе, *см/сек*;

$\dot{z} = V_r$  — основная скорость движения рабочего органа ( $V_r = 5 \cdot 80 \text{ см/сек}$ ).

Скорость дополнительного перемещения рабочего органа можно получить, дифференцируя (7) по времени.

$$\dot{s} = -A\lambda e^{-\lambda t} \sin\left(\mu t + \varphi + \frac{\pi}{\lambda}\right), \quad (9)$$

а ускорение дополнительного перемещения рабочего органа равно:

$$\ddot{s} = -A\lambda^2 e^{-\lambda t} \cos\left(\mu t + \varphi + 2\frac{\pi}{\lambda}\right). \quad (10)$$

Скорость перемещения абсолютно жесткой системы определяется из (11), как предлагается в [2]:

$$V_1 = \frac{Q_1}{F_1}, \quad (11)$$

где  $Q_1$  — расход масла, поступающего в напорную полость цилиндра, *см<sup>3</sup>/сек.*

Имея значения  $s$ , определяем амплитуду колебания системы. В [2]  $A$  определяется, исходя из начальных условий:

$$A = \sqrt{s_0^2 + \frac{\dot{s}_0^2}{\lambda^2}}, \quad (12)$$

т. е. когда  $t = 0$ , выражения (4) и (5) преобразуются в виде

$$\begin{aligned} s_0 &= A \cos \varphi; \\ \dot{s}_0 &= -A\lambda \sin\left(\varphi + \frac{\pi}{\lambda}\right). \end{aligned} \quad (13)$$

В [2] считается, что если колебание вызвано мгновенным изменением нагрузки с величины  $R_1$  до величины  $R_2$ , причем скорость  $\dot{x}$  в начале процесса равна нулю, то  $\varphi=0$ , и амплитуда  $A$  определяется по формуле

$$A = \frac{R_1 - R_2}{m\lambda^2} \quad (14)$$

Подставляя значение (13) в (12), получим:

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{-\sin\left(\varphi + \frac{\lambda}{2}\right)}{\cos \varphi} \quad (15)$$

Решение уравнения (15) относительно  $\varphi$  дает

$$\varphi = -\frac{\lambda}{2} \quad (16)$$

Частоту колебаний можно подсчитать по формуле

$$\lambda^2 = \frac{C}{m} \quad (17)$$

где

$$C = C_1 + C_2; \quad \left( C_1 = \frac{C_1}{t_1}; \quad C_2 = \frac{C_2}{t_2} \right);$$

$C_1$ — жесткость напорной полости гидросистемы по скорости ( $\kappa\Gamma/\text{см}$ ):

$$C_1 = \frac{E_1 F_1^2}{W_1}; \quad t_1 = \frac{L}{V_{1,x}};$$

$C_2$ — жесткость сливной полости гидросистемы по скорости ( $\kappa\Gamma/\text{см}$ ):

$$C_2 = \frac{E_2 F_2^2}{W_2}; \quad t_2 = \frac{L}{V_{2,x}}.$$

Отсюда

$$\lambda^2 = \frac{E_1 F_1^2}{m W_1 t_1} + \frac{E_2 F_2^2}{m W_2 t_2} \quad (18)$$

где  $E_1$ ,  $E_2$ — соответственно модули упругости напорной и сливной полостей гидросистемы ( $1610 \kappa\Gamma/\text{см}^2$ );

$W_1$ ,  $W_2$ — соответственно объем масла в напорной и сливной полостях гидросистемы.

Если предположить, что поршень гидросистемы (рис. 1) перемещается со скоростью  $V$  в некоторый момент времени (принимается за начало отсчета), то сила напорной системы превращается в силу сливной системы. Это дает основу составить уравнение, связывающее перемещение перемещающихся объемов.

Учитывая потенциальную энергию деформации трубопровода и сжатой жидкости [5], а также применив теорему Кастильяно, получим



Поскольку цилиндр и трубопроводы изготовлены из стали, модуль упругости которых в 130–150 раз превышает модуль упругости рабочей жидкости, то коэффициентами  $B$  и  $C_0$  можно пренебречь ввиду их малости. В данном случае уравнение (20) преобразуется как:

$$W_1 = F_1 V_{p,x} t_1; \quad W_2 = F_2 V_{s,x} t_2. \quad (22)$$

Имея объемы рабочей и сливной полостей, а также зная удельный вес масла  $\gamma$ , можно определить силу в напорной и сливной полостях:

$$R_1 = W_1 \gamma; \quad R_2 = W_2 \gamma. \quad (23)$$

Теперь определим коэффициент затухания  $\gamma$ , который можно представить как сумму двух величин:

$$\gamma_{\text{общ}} = \gamma_{\text{гидр}} + \gamma_{\text{мех}}, \quad (24)$$

где  $\gamma_{\text{гидр}}$  — коэффициент затухания в гидропроводе, 1/сек;

$\gamma_{\text{мех}}$  — коэффициент затухания в механической системе, 1/сек.

Так как

$$\gamma_{\text{гидр}} = \gamma_{1\text{гидр}} + \gamma_{2\text{гидр}}, \quad (25)$$

следовательно,

$$\gamma_{\text{общ}} = \gamma_{1\text{гидр}} + \gamma_{2\text{гидр}} + \gamma_{\text{мех}}, \quad (26)$$

где  $\gamma_{1\text{гидр}}$  — коэффициент затухания в напорной линии гидропривода;

$\gamma_{2\text{гидр}}$  — коэффициент затухания в сливной линии гидропривода.

В [2] предлагаются следующие эмпирические формулы для определения  $\gamma_{1\text{гидр}}$ ,  $\gamma_{2\text{гидр}}$  и  $\gamma_{\text{мех}}$ :

$$\gamma_{1\text{гидр}} = \frac{0,5\lambda^2 \varepsilon_1 \frac{C_1 q_1}{F_1^2}}{\left(\frac{C_1 q_1}{F_1^2}\right)^2 + \lambda^2}; \quad \gamma_{2\text{гидр}} = \frac{0,5\lambda^2 \varepsilon_2 \frac{C_2 q_2}{F_2^2}}{\left(\frac{C_2 q_2}{F_2^2}\right)^2 + \lambda^2}; \quad \gamma_{\text{мех}} = \frac{F_{\text{тр}}}{2m V_p}.$$

Подставляя (24) в уравнение (26), получим:

$$\gamma_{\text{общ}} = \frac{0,5\lambda^2 \varepsilon_1 \frac{C_1 q_1}{F_1^2}}{\left(\frac{C_1 q_1}{F_1^2}\right)^2 + \lambda^2} + \frac{0,5\lambda^2 \varepsilon_2 \frac{C_2 q_2}{F_2^2}}{\left(\frac{C_2 q_2}{F_2^2}\right)^2 + \lambda^2} + \frac{F_{\text{тр}}}{2m V_{p,x}}, \quad (27)$$

где  $q_1$ ,  $q_2$  — удельные утечки, которые принимаются  $\left( \varepsilon_1 = \frac{C_1}{C_1 + C_2} \right)$ ;

$\left( \varepsilon_2 = \frac{C_2}{C_1 + C_2} \right)$  равными в данном случае  $\left( q_1 = q_2 = 2,3 \frac{\text{см}^2}{\text{кг} \cdot \text{сек}} \right)$ .

Время затухания при колебании гидросистемы определяется как

$$\tau_c = \frac{1}{\nu} \quad (28)$$

В табл. 1. сведены все данные по определению колебательного движения хобота станка при работе гидропривода. Окончательное уравнение среднего значения  $s_p$  после подсчета можно представить в следующем виде:

$$s_p = 50 \cdot 10^{-4} e^{-13t} \cos(85\pi t + \varphi). \quad (29)$$

Определить исходные понятия  $A$ ,  $\lambda$ ,  $\nu$ ,  $\varphi$  можно и экспериментальным путем, с помощью маломинерционной аппаратуры, обладающей большой прочностью при регистрации сигнала перемещения.

Таблица 1

$V_{\text{рх}}$ , см/сек	5	13,3	20,8	27,5	33,3	40	60	78,3
$V_{\text{хв}}$ , см/сек	13,3	26,6	53,3	53,3	80	80	80	80
$W_1$ , см <sup>2</sup>	318	346	1323	1750	2118	2544	3816	4980
$W_2$ , см <sup>2</sup>	1652	1652	1652	1652	2180	2180	2480	2480
$t_1$ , сек	16,5	8	4	3	2,3	2	1,3	1,0
$t_2$ , сек	5	3	1,5	1,5	1,0	1,0	1,0	1,0
$C_1^*$ , кг/см.сек	74314	122004	122878	126802	130088	130426	131494	132353
$C_2^*$ , кг/см.сек	82838	61931	61931	61918	61918	61918	61918	61918
$C_3$ , кг/см.сек	157153	183935	184797	188720	192006	192344	193412	194271
$m$ , г	0,22	0,22	0,22	0,22	0,22	0,22	0,22	0,22
$A_{\text{расч}}$ , 1/сек	845	914	916	926	934	936	937	940
$A_{\text{эксп}}$ , 1/сек	880	945	955	971	980	991	1005	1080
$\kappa_1$	0,47	0,66	0,66	0,67	0,68	0,68	0,68	0,68
$\kappa_2$	0,53	0,34	0,34	0,33	0,32	0,32	0,32	0,32
$\tau_{\text{расч}}$ , 1/сек	7,3	22,9	23,1	24,1	25,2	25,3	25,4	25,6
$\tau_{\text{эксп}}$ , 1/сек	40,1	24,4	24,4	23,7	23,7	23,7	23,7	23,7
$\tau_{\text{мех}}$ , 1/сек	6,1	7,3	8,4	8,9	9,2	9,7	10,6	12,2
$\tau_{\text{общ}}$ , 1/сек	53,5	54,6	55,9	56,4	58,1	58,7	59,7	61,5
$\tau_{\text{рх}}$ , сек	1,7,3	1,23	1,23,1	1,24,1	1,25,2	1,25,3	1,25,4	1,25,6
$\tau_{\text{хв}}$ , сек	1,40	1,24,4	1,24,4	1,23,7	1,23,7	1,23,7	1,23,7	1,23,7
$\tau_{\text{м}}$ , сек	1,6,1	1,7,3	1,8,4	1,9	1,9,2	1,9,7	1,10,6	1,12,2
$\tau_{\text{общ}}$ , сек	1,63,5	1,51,6	1,55,9	1,56,4	1,58,1	1,58,7	1,59,7	1,61,5
$A_{\text{расч}}$ , МКМ	65,5	64,4	63,8	63,3	62,9	62,3	61,7	60,4
$A_{\text{эксп}}$ , МКМ	65,9	64,1	63,7	63	62,7	62	61	59,8

Измерительные элементы, в основном, были построены в проволочных датчиках, поэтому в исследовании использовался восьмиканальный усилитель к осциллографу типа П—102.

Колебания вызывались, изменяя нагрузку напорной полости цилиндра, т. е. изменяя скорость перемещения хобота.

Регистрация, а также анализ колебаний показали, что с увеличением скорости перемещения хобота увеличивается частота и амплитуда колебаний, но диапазон этих изменений не переходит среднечастотную зону вибрации. Вибрация быстрозатухающая в основном при

больших скоростях  $\left( \tau_c = \frac{1}{18} + \frac{1}{20} \text{ сек} \right)$ .

На рис. 2 представлено изменение расчетных и экспериментальных величин частоты и амплитуды колебания при изменении скорости перемещения хобота. Как показывают кривые, несовпадение эксперимента с аналитическим подсчетом составляет около 10-15%, что вполне удовлетворяет практическим требованиям. Однако приведенные

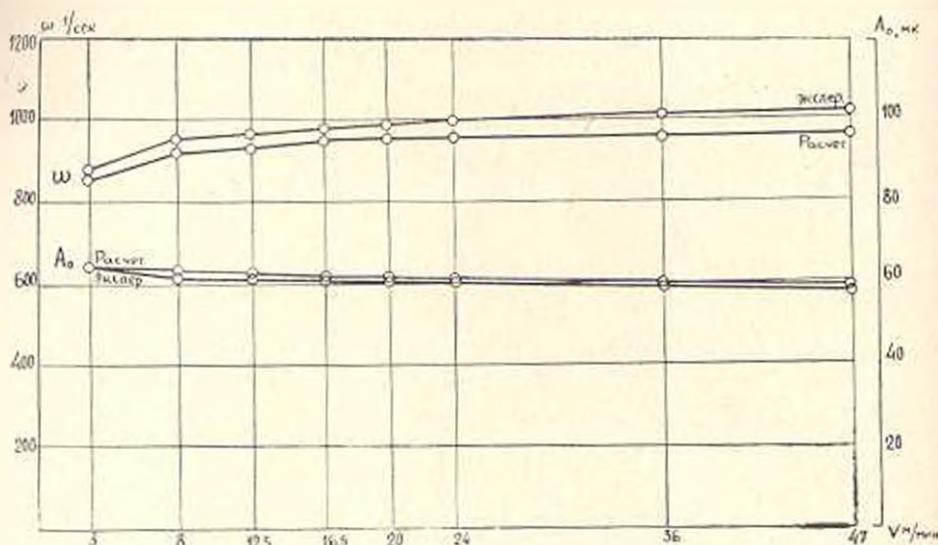


Рис. 2. Изменение частоты и амплитуды колебания при изменении скорости перемещения хобота

на рис. 2 данные не полностью характеризуют динамическое состояние хобота при его перемещении (без резания) ввиду увеличения давления в напорной полости цилиндра. Динамическая характеристика станка от гидравлического привода можно представить в форме амплитудно-частотной характеристики. Учитывая, что колебания происходят только при перемещении ползуна, можно написать амплитудно-фазово-частотную характеристику, описываемую одной нормализованной координатой, в виде:

$$W_{\text{гидр}} = U + iV,$$

Согласно [3],  $U$  и  $V$  равны:

$$U = \frac{k_1(1 - T_1^2\omega^2)}{(1 - T_1^2\omega^2)^2 + T_2^2\omega^2},$$

$$V = \frac{-k_1 T_2 \omega}{(1 - T_1^2\omega^2)^2 + T_2^2\omega^2}. \quad (30)$$

Задаваясь значением частоты  $\omega$  в рабочем диапазоне, получим амплитудно-фазово-частотную характеристику системы, где

$$\varphi_1 = \arctg \frac{T_2 \omega}{1 - T_1^2 \omega^2}. \quad (31)$$

$$A_0 = \frac{\delta_1}{\sqrt{T_1^2 \omega^2 + (1 - T_1^2 \omega^2)^2}}$$

Результаты расчетов по (30) и (31) приведены на рис. 3. Остальные скорости перемещения будут аналогичны. Таким образом, как показывает АФЧХ (рис. 3), ЗУС (замкнутая упругая система) с одной степенью свободы не пересекает отрицательную ветвь вещественной оси, и, следовательно, система достаточно устойчива. Это означает, что при зависимости силы трения только от нормальной контактной

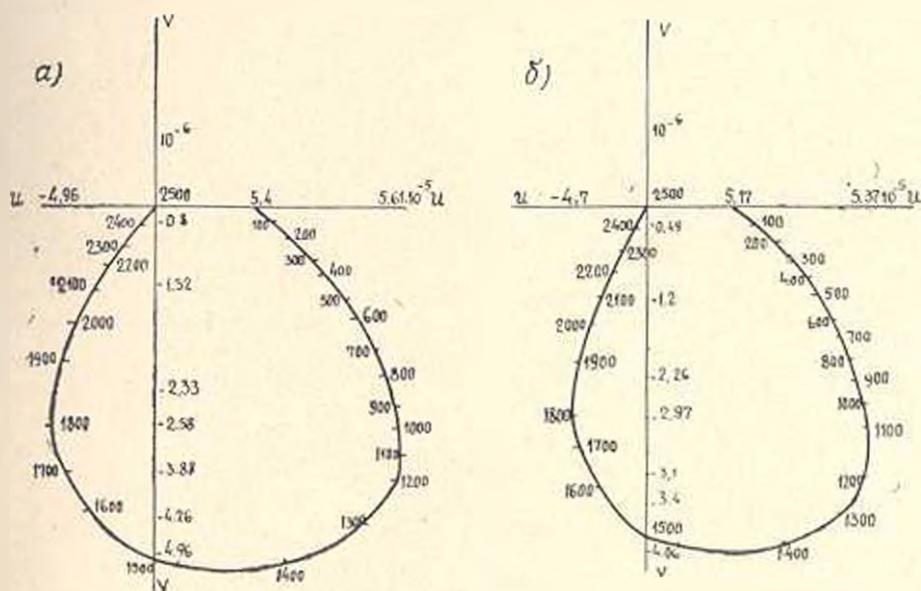


Рис. 3. Амплитудно-фазово-частотная характеристика системы при скоростях перемещения хобота: а—13 см/сек; б—60 см/сек

деформации или только от нормального движения возможность неустойчивого движения хобота, имеющего строго тангенциальное смещение трущихся тел, полностью исключается. Но, если гидродинамические силы увеличиваются из-за неполадок станка, то возникают колебания, и устойчивость ЗУС нарушается. Таким образом, причинами возникновения колебаний являются:

1. Увеличение коэффициента трения  $\mu$  от предельного его значения.
2. Увеличение скорости перемещения хобота от предельного значения  $V_{\text{пред}}$ .

Поступило 21.I.1974.

Մ. Վ. ԿԱՍՅԱՆ, Է. Բ. ՌԱՎԿՈՍԱՔՅԱՆ, Է. Է. ՀԱՐՈՒԹՅՈՒՆՅԱՆ

## 7Մ36 ՈՒՆԳՈՒՄԱՆ ՀԱՍՏՈՑԻ ՀԻԳԻՈՇԱՐԺԱՔԵՐԻՅ ԱՌԱՋԱՑԱԾ ԹՐԹՈՒՄՈՒՄՆԵՐԻ

## Ա Վ Փ Ո Փ Ա Ր Վ

Ուսումնասիրված են 7Մ36 հաստոցի հիդրոշարժարներից առաջացած թրթուրմների հիմնական պատճառները: Արտածված են տեղաշարժման համասարումները հաստոցի բանվորական հանգույցի համար, ստանց կորման ընթացքի ժամանակ, և կազմված է այդ նույն հանգույցի համար ԱՓՀԹ-ն:

Ստացված հաշվարկային հաճախարումները ստուգվել են փորձով: Հաշվարկային և փորձնական արդյունքները սալիս են բաղադրար գույգամիտու-  
թյուն:

## Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Ашечко И. Э. Автоколебания в гидротрещачах металлообрабатывающих станков. 1958.
2. Колынецкий Г. И. Продольные колебания при гидравлическом приводе станка, «Станки и инструмент», № 9. 1956.
3. Кудинин В. А. Динамика станков. Машгиз. 1967.
4. Боголюбов Н. Н., Митропольский Ю. А. Асимптотические методы в теории нелинейных колебаний. Физматгиз. 1963.
5. Жиковский Н. Е. О гидравлическом ударе в подводных трубах. 1949.