

ты в точках D_1 и D_2 гидрораспределителя (рис. 1). Силы $R(t)$, действующие на колесный трелевочный трактор со стороны волока и стремящиеся сложить его секции, компенсируются действием восстанавливающих сил со стороны так называемой «гидравлической пружины», образованной жесткостью объема рабочей жидкости, заключенного в гидроцилиндрах и подводящих трубопроводах, и материала их стенок. Кроме того, часть энергии колебаний рассеивается за счет внутреннего трения в гидроприводе.

Определим динамическую жесткость гидропривода, обусловленную сжимаемостью жидкости при перекрытых гидромагистралях. Пусть к приведенной массе m_{np} приложена внешняя сила $R(t)$, которая вызывает изменение давления в полости 1 гидроцилиндра и примыкающей к ней ветви гидромагистрали V_1 на Δp_1 , а в полости 2 гидроцилиндра и примыкающей к ней ветви гидромагистрали — V_2 на Δp_2 . При этом давление в полостях становится равным $p_1 + \Delta p_1$ и $p_2 + \Delta p_2$, а перепад давлений на поршне — $\Delta p_d = \Delta p_1 + \Delta p_2$. Под действием изменившегося давления в полости 1 объем жидкости изменится до $V_1 - \Delta V_1$, в полости 2 до значения $V_2 + \Delta V_2$. При выводе линеаризованного уравнения движения поршня воспользуемся допущениями, принятыми в работе [1]. При этих допущениях просадка поршня в гидроциindre y , возникающая под воздействием складывающего момента на полурамы трактора, определится системой из двух уравнений: расхода, который при принятых допущениях равен нулю, и движения поршня

$$\left. \begin{aligned} A_n y &= k_{r.n} p_d; \\ m_{np} \ddot{y} + K \dot{y} &= A_n p_d + R(t), \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где $A_n = A_1 + A_2$ — приведенная площадь поршня;

$k_{r.n}$ — общая податливость гидропривода;

K — коэффициент демпфирования гидропривода.

Решив систему (1) относительно y и проведя отдельные преобразования, получим:

$$\ddot{y} + c_1 \dot{y} + c_0 y = \frac{1}{m_{np}} R(t), \quad (2)$$

где $c_1 = K/m_{np}$; $c_0 = -A_n^2/m_{np} k_{r.n}$ — постоянные величины, определяемые из начальных условий.

Для решения уравнения (2) применим преобразования Лапласа. Тогда изображающим уравнением для выражения (2) будет выражение вида [2]

$$[s^2 Y - y(+0)s - \dot{y}(+0)] + c_1 [sY - y(+0)] + c_0 Y = F(s), \quad (3)$$

где $F(s)$ — входная функция, или возбуждение;

$Y(s)$ — выходная функция, или отклик на возбуждение;

s — комплексная переменная.

Предположим, что в качестве возбуждения $F(s)$ к исследуемой системе приложен единичный импульс. Тогда решением изображающего уравнения (3) будет выражение вида

$$\begin{aligned} Y(s) &= F(s) \frac{1}{s^2 + c_1 s + c_0} + y(+0) \frac{s + c_1}{s^2 + c_1 s + c_0} + \\ &+ \dot{y}(+0) \frac{1}{s^2 + c_1 s + c_0}. \end{aligned} \quad (4)$$

Так как при $t=0$ $y=0$, то $y(+0) = \dot{y}(+0) = 0$. Определив c_1 и c_2 , подставив эти выражения в (4) и сделав необходимые преобразования, получим:

$$\left[m_{\text{пр}} s^2 + Ks + \frac{A_{\text{п}}^2}{k_{\text{г.п}}} \right] Y(s) = F(s). \quad (5)$$

Определим конечное смещение выходного звена $Y(s)$, приняв, что при $t \rightarrow \infty$, $s \rightarrow 0$:

$$Y(s) = k_{\text{г.п}} / A_{\text{п}}^2. \quad (6)$$

Величина $Y(s)$ является по существу обратной значению жесткости гидропривода механизма складывания, приведенной к штоку гидроцилиндра $C_{\text{л}}$, поэтому:

$$C_{\text{л}} = A_{\text{п}}^2 / k_{\text{г.п}}. \quad (7)$$

Тогда круговая жесткость механизма складывания

$$C_{\text{к}} = C_{\text{л}} (lu)^2, \quad (8)$$

где l — кратчайшее расстояние от штока гидроцилиндра до оси вертикального шарнира механизма складывания;

u — передаточное отношение механизма складывания.

Входящее в выражения (7) и (8) значение общей податливости гидропривода механизма складывания $k_{\text{г.п}}$ равно сумме податливостей входящих в него элементов и может быть определено по формуле

$$k_{\text{г.п}} = k_{\text{ц}} + k_{\text{ст}} + k_{\text{РВД}} = \frac{\pi}{2} l_{\text{ц}} \left[\frac{(1-\chi)D_{\text{ц}}^3}{4E_{\text{ц}}\delta_{\text{ц}}} + \left(D_{\text{ц}}^2 - \frac{d_{\text{шт}}^2}{2} \right) \frac{1}{E_{\text{ж}}} \right] + \frac{\pi}{2} l_{\text{ст}} \left[\frac{(1-\chi)d_{\text{ст}}^3}{4E_{\text{ст}}\delta_{\text{ст}}} + \frac{d_{\text{ст}}^2}{2} \frac{1}{E_{\text{ж}}} \right] + \frac{\pi d_{\text{РВД}}^2}{4} l_{\text{РВД}} \left(\frac{1}{E_{\text{ж}}} + \frac{d_{\text{РВД}}}{\delta_{\text{РВД}} E_{\text{м}}} \right), \quad (9)$$

Упругодемпфирующие параметры гидропривода механизма складывания

Параметр	Исследуемый трактор		
	ЛТ-157		ТКЛ-1
	Расчет	Эксперимент	Расчет
Податливость гидропривода $k \cdot 10^{-12}$, м ⁵ /кН:	5 647,7	$\frac{9 132,3}{5 377,9}$	7 815,4
гидроцилиндра поворота $k_{\text{ц}}$	1 520,5	—	3 763,0
стальных трубопроводов $k_{\text{ст}}$	109,3	—	449,0
гибких РВД $k_{\text{РВД}}$	4 017,9	—	3 603,4
Жесткость гидропривода:			
линейная $C_{\text{л}}$, кН/м	12 678,0	$\frac{7 840,5}{13 330,2}$	56 638,0
круговая $C_{\text{к}}$, кН · м/рад	857,0	$\frac{530,0}{900,0}$	7 183,0
Параметры демпфирования:			
логарифмический декремент затухания δ	—	$\frac{0,548}{0,692}$	—
период колебаний T , с	—	$\frac{0,320}{0,170}$	—
коэффициент затухания n , рад/с	—	$\frac{1,713}{4,072}$	—
собственная частота колебаний p , рад/с	—	$\frac{19,624}{36,940}$	—
коэффициент демпфирования K , кН · м · с/рад	—	$\frac{5,310}{4,700}$	—

где

χ — коэффициент Пуассона ($\chi = 0,35$);
 $E_{ж}, E_{ц}, E_{ст}, E_{м}$ — соответственно модуль упругости жидкости, материала цилиндра, стальных трубопроводов и гибких рукавов высокого давления (РВД);
 $\delta_{ц}, \delta_{ст}, \delta_{РВД}$ — соответственно толщина стенок цилиндра, стальных трубопроводов и гибких РВД.

Остальные обозначения ясны из рис. 1.

Величины податливостей отдельных элементов гидропривода механизма складывания и общая величина коэффициентов его линейной и круговой жесткости, рассчитанные по выражениям (7)—(9) для конструктивных параметров серийного трелевочного трактора ЛТ-157 и макетного образца перспективного колесного лесопромышленного трактора ТКЛ-1, приведены в таблице. Здесь же представлены результаты экспериментальных исследований упругодемпфирующих свойств гидропривода механизма складывания трелевочного трактора ЛТ-157; в числителе — значения исследуемых параметров, полученные для гидропривода механизма складывания с серийной длиной гибких РВД ($l_{РВД} = 1,65$ м), в знаменателе — с укороченной длиной гибких РВД ($l_{РВД} = 0,60$ м).

Цель экспериментальных исследований — оценить истинные значения коэффициентов жесткости и демпфирования гидропривода механизма складывания и влияние длины гибких РВД на его упругодемпфирующие свойства. Объектом экспериментальных исследований служил гидропривод механизма складывания серийного трелевочного трак-

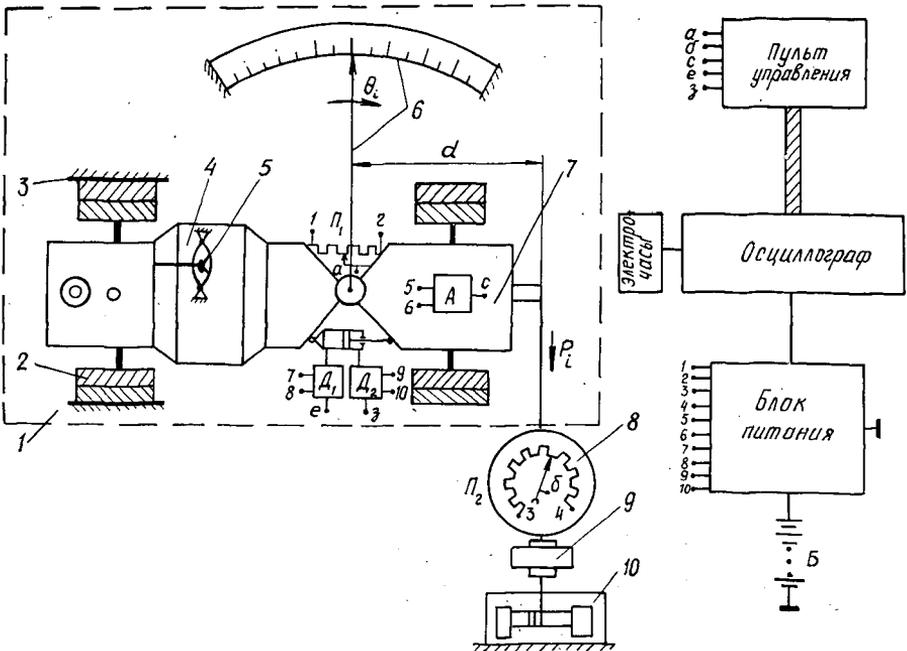


Рис. 2. Схема стенда и комплекса аппаратуры для исследования упругодемпфирующих свойств гидропривода механизма складывания: 1 — бетонная площадка; 2, 3 — упоры; 4 — передняя полурама; 5 — рулевое колесо; 6 — угломерное устройство; 7 — задняя полурама; 8 — динамометр; 9 — муфта мгновенного сброса усилия; 10 — лебедка; Π_1 — датчик угла слома полурам; Π_2 — датчик усилия в лебедке; А — акселерометр; D_1, D_2 — датчики давления

тора ЛТ-157. Исследования проводили в лабораторных условиях Лисинского учебно-опытного лесхоза ЛТА с использованием специально разработанной методики, стенда и комплекса электроизмерительной аппаратуры [3]. Схема стенда и комплекса электроизмерительной аппаратуры приведены на рис. 2.

При исследовании упругих свойств гидропривода трактор устанавливали в строго прямолинейное положение, переднюю полураму фиксировали относительно опорной поверхности площадки при помощи упоров. Рулевое колесо и горизонтальный шарнир трактора блокировали, тягу следящего привода отсоединяли от задней полурамы. Заднюю полураму трактора вывешивали до момента исключения контакта ее с опорной поверхностью, и к ней при помощи тяговой лебедки прикладывали складывающий момент $M_i = P_i d$. Усилие P_i изменяли ступенчато через 5 кН, с фиксацией каждого промежуточного значения. При исследовании демпфирующих свойств гидропривода заднюю полураму исследуемого трактора нагружали складывающим моментом определенной величины с последующим мгновенным сбросом усилия при помощи специальной муфты, задняя полурама трактора при этом совершала свободные затухающие колебания. Повторность опытов была принята пятикратной, циклы нагружения осуществляли как в ту, так и в другую сторону при двух значениях длины гибких РВД: стандартной и уменьшенной. В процессе экспериментальных исследований измеряли и регистрировали: усилие в тросе тяговой лебедки P_i ; угол слома полурам трактора Θ ; давление в полостях силового гидроцилиндра поворота $p_{шт}$, $p_{б/шт}$; линейные поперечные ускорения задней полурамы трактора $\ddot{y}_{з.п}$ и время протекания процессов t . Общая погрешность измерения исследуемых параметров находилась в пределах 2,35...4,90 %.

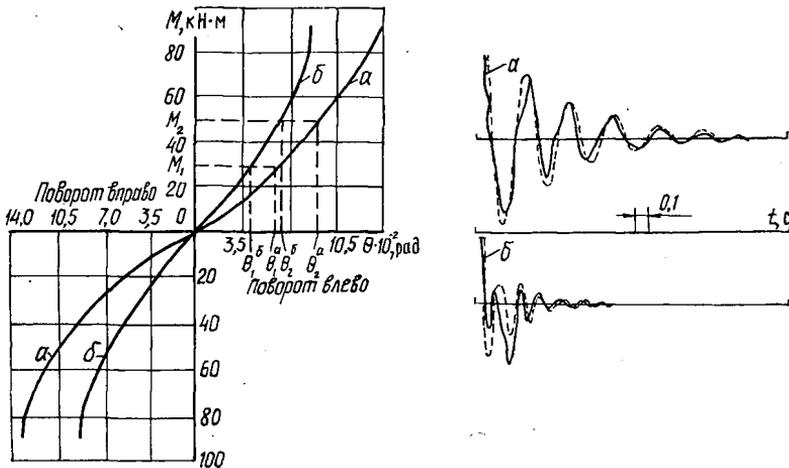


Рис. 3. Результаты экспериментальных исследований: а — $l_{РВД} = 1,65$ м; б — $l_{РВД} = 0,60$ м; сплошная линия — эксперимент; штриховая — моделирование на ЭВМ

Анализируя полученные характеристики круговой жесткости гидропривода механизма складывания (рис. 3), можно отметить, что участки характеристик, соответствующие диапазону реальных значений Θ , возникающему при движении трелевочного трактора по прямолинейным участкам волока, являются линейными, из чего следует, что жесткость гидропривода механизма складывания на этих участках постоянна и может быть определена по формуле:

$$C_k = \frac{M_2 - M_1}{\theta_2 - \theta_1}. \quad (10)$$

Анализ полученных значений C_k (см. таблицу) показывает, что наибольшее влияние на жесткость гидропривода механизма складывания оказывает длина гибких РВД (снижение $l_{РВД}$ на 63 % приводит к увеличению C_k на 60 %), что подтверждает результаты теоретической оценки податливости отдельных элементов гидропривода. Разница между экспериментальными и расчетными значениями C_k объясняется наличием неучтенных при расчете утечек рабочей жидкости, зазоров в шарнирных соединениях и некоторых других факторов.

Анализ характера протекания осциллограмм свободных затухающих колебаний задней полурамы трактора (рис. 3) указывает наличие в исследуемой системе сил неупругого сопротивления, пропорциональных скорости деформации жидкости, что дает возможность записать уравнение свободных колебаний задней полурамы трактора в следующем виде:

$$I_{z_0}^{\text{з.п}} \ddot{\theta} + K \dot{\theta} + C_k \theta = 0, \quad (11)$$

где $I_{z_0}^{\text{з.п}}$ — момент инерции задней полурамы относительно оси вертикального шарнира.

После определения основных характеристик затухающих колебательных процессов по известной методике [4] рассчитывали коэффициенты демпфирования исследуемых гидроприводов механизма складывания по формуле

$$K = \frac{2C_k \delta}{\rho_1 \sqrt{\delta^2 + 4\pi^2}}. \quad (12)$$

Моделирование на ЭВМ свободных затухающих колебаний задней полурамы трактора, описываемых выражением (11), при полученных значениях C_k и K (см. таблицу), проведенные с целью оценки их достоверности, показало близкое совпадение экспериментальных и расчетных кривых (рис. 3).

Результаты теоретических и экспериментальных исследований говорят о соизмеримости жесткостных и демпфирующих параметров гидропривода механизма складывания с аналогичными параметрами других упругодемпфирующих элементов трелевочного трактора, что позволяет сделать вывод о необходимости их учета при математическом моделировании колебаний колесного трелевочного трактора с шарнирно сочлененной рамой. Полученные значения C_k и K могут быть использованы при исследовании разработанных моделей на ЭВМ.

ЛИТЕРАТУРА

- [1]. Гамынин Н. С. Гидравлический привод систем управления. — М.: Машиностроение, 1972. — 376 с. [2]. Деч Г. Руководство к практическому применению преобразований Лапласа и z-преобразований / Пер. с нем. — М.: Наука, 1971. — 288 с. [3]. Кочнев А. М. Стенд для определения динамических характеристик механизма складывания полурам тракторов. — Л., 1986. — (Информ. листок / ЛенЦНТИ; № 1120—86). [4]. Тимошенко С. П., Янг Д. Х., Уивер У. Колебания в инженерном деле / Пер. с англ. Л. Г. Корнейчука; Под ред. Э. И. Григолюка. — М.: Машиностроение, 1985. — 472 с.

УДК 630*36 : 621.936.6

ПАРАМЕТРИЧЕСКАЯ ОПТИМИЗАЦИЯ СИСТЕМЫ ПРИВОДА БЕНЗИНОМОТОРНЫХ ПИЛ

Э. А. КЕЛЛЕР

Пермский политехнический институт

В работе [3] показано, что основной причиной малой надежности системы привода бензопил являются резонансы крутильных колебаний на всех эксплуатационных режимах.

Рассмотрим один из вариантов снижения динамических нагрузок в валах привода путем целенаправленного синтеза спектра собственных частот, исключающего появление резонансных состояний. Анализ спектра собственных частот серийной бензопилы МП-5 «Урал-2» показывает, что среднечастотные $(5,23 \dots 17,46) \cdot 10^2 \text{ с}^{-1}$ и высокочастотные $(2,24 \dots 3,30) \cdot 10^4 \text{ с}^{-1}$ составляющие практически не зависят от внеш-

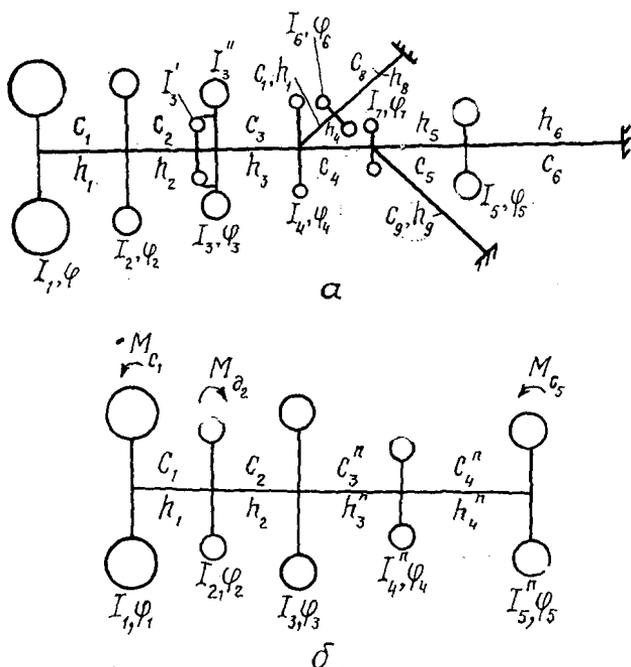


Рис. 1. Расчетные схемы системы привода бензопилы МП-5 «Урал-2»: а — полная; б — упрощенная

них реактивных связей привода с жесткостями c_6, c_8, c_9 (рис. 1, а), а низкочастотные составляющие $(1,64 \dots 1,84) \cdot 10^2 \text{ с}^{-1}$ существенно далеки от частот основных гармоник вынуждающих моментов, и резонансов с ними не наблюдается. Эти выводы справедливы и для других моделей бензопил. Поэтому для решения поставленной задачи динамическую расчетную схему привода для режима рабочего хода можно свести к пятимассовой (рис. 1, б). Выражения для эквивалентных параметров упрощенной схемы могут быть определены методом парциальных частот