

УДК 630\*36 : 621.936.6

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ АМПЛИТУД КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ СИСТЕМЫ ПРИВОДА БЕНЗИНОМОТОРНЫХ ПИЛ

Э. А. КЕЛЛЕР

Пермский политехнический институт

В работе [2] определены спектры собственных частот системы привода серийной бензопилы МП-5 «Урал-2». Выявлена возможность возникновения резонансных состояний трансмиссии на режимах рабочего и холостого хода. Для оценки этих состояний определим амплитуды угловых колебаний дискретных масс привода. С этой целью в динамическую расчетную схему, приведенную в работе [2], введем функции возмущающих моментов  $M_{c_1}(t)$ ,  $M_{д_2}(t)$ ,  $M_{c_3}(t)$ ,  $M_{c_4}(t)$ ,  $M_{c_7}(t)$ , которые приложены, соответственно, к массам с моментами инерции  $I_1$ ,  $I_2$ ,  $I_5$ ,  $I_6$ ,  $I_7$ . Математическая модель может быть представлена в виде системы седьмого порядка

$$[A] \cdot \{q\} = \{M\}.$$

Выражения для матрицы  $[A]$ , составленной из коэффициентов при комплексных амплитудах угловых колебаний масс и вектора-столбца  $\{q\}$  комплексных амплитуд угловых колебаний масс для режимов рабочего и холостого хода, приведены в работе [2]. Вектор-столбец возмущающих моментов для режима рабочего хода имеет вид

$$\{M_p\} = [M_{c_1}(t), M_{д_2}(t), 0, 0, M_{c_3}(t), M_{c_4}(t), M_{c_7}(t)]^T,$$

а для холостого хода

$$\{M_x\} = [M_{c_1}(t), M_{д_2}(t), 0]^T.$$

Возмущающие моменты определяли на специальных стендах при помощи тензоземетрирования [1]. Обработка результатов показала, что корреляционные функции этих процессов с течением времени не затухают и имеют вид, характерный для полигармонических колебаний. Спектральные характеристики подтверждают, что дисперсии возмущающих моментов сосредоточены в нескольких сравнительно узких диапазонах частот, совпадающих с частотами основных гармоник. Поэтому моменты внешних сил, действующих на дискретные массы на установившихся режимах работы привода, можно считать периодическими функциями, подчиняющимися условиям Дирихле. Зафиксированные на осциллограммах динамические составляющие моментов раскладывали в ряд Фурье. В результате получены следующие выражения:

для момента сил сопротивления крыльчатки вентилятора

$$M_{c_1}(t) = M_{0_1} + \sum_{i=1}^k \frac{12M_1}{i^2\pi^2} \sin i\omega_b t, \quad i = 1, 2, 4, \dots, k;$$

для момента движущих сил

$$M_{д_2}(t) = M_{0_2} + \sum_{i=1}^k \frac{2M_2}{i\pi} \sin i\omega_1 t, \quad i = 1, 3, 5, \dots, k;$$

для момента сил резания

$$M'_{c_5}(t) = M_{0_5} + \sum_{i=1}^k \frac{2M_5}{i\pi} \sin i\omega_d t, \quad i = 1, 2, 3, \dots, k;$$

для моментов сил сопротивления кулачковых механизмов смазки пыльной цепи  $M'_{c_6}$  и гидроклина  $M'_{c_7}$

$$M'_{c_6}(t) = M_{0_6} + \sum_{i=1}^k \frac{8M_6}{i^2\pi^2} \sin i\omega_1 t, \quad i = 1, 3, 5, \dots, k;$$

$$M'_{c_7}(t) = M_{0_7} + \sum_{i=1}^k \frac{8M'_7}{i^2\pi^2} \sin i\omega_3 t, \quad i = 1, 3, 5, \dots, k,$$

где  $\omega_1 = \frac{\pi n_1}{30}$ ;  $n_1$  — частота вращения коленчатого вала;

$\omega_3 = \frac{\pi n_5}{30}$ ;  $n_5$  — частота вращения ведущей звездочки пыльной цепи;

$\omega_5 = \frac{\pi n_z}{30}$ ;  $z$  — число лопастей крыльчатки вентилятора;

$\omega_d = \frac{5\pi V}{p}$  — круговая частота вхождения зубьев пыльной цепи в древесину;

$V$  — скорость пыльной цепи;

$p$  — шаг зубьев пыльной цепи.

Моменты сопротивления  $M'_{c_5}(t)$ ;  $M'_{c_6}(t)$  и  $M'_{c_7}(t)$ , приложенные к соответствующим валам, приводятся к главному валу привода по соотношениям:

$$M_{c_5}(t) = M'_{c_5}(t) u_{21}; \quad M_{c_6}(t) = M'_{c_6}(t) u_{nk}; \quad M_{c_7}(t) = M'_{c_7}(t) u_{21},$$

где  $u_{21}$  — передаточное число редуктора;

$u_{nk}$  — передаточное число винтовой передачи.

Значения величин, характеризующих возмущающие моменты системы привода бензопилы МП-5 «Урал-2», приведены в табл. 1 и 2.

Таблица 1

Амплитуды возмущающих моментов привода  $M_i \cdot 10^3$ , кН · м

Режим работы	$M_{01}$	$M_{02}$	$M_{05}$	$M_{06}$	$M_{07}$	$M_1$	$M_2$	$M_3$	$M_6$	$M_7$
Холостой ход	1,23	19,8	0	0	0	4,2	39,2	0	0	0
Рабочий ход	3,5	57,8	145,0	7,1	16,0	12,4	105,2	14	14,2	35,6

Таблица 2

Кинематические параметры привода  $\omega_i$ , с<sup>-1</sup>

Режим работы	$\omega_1$	$\omega_3$	$\omega_d$	$\omega_5$	$u_{21}$	$u_{nk}$	$z$
Холостой ход	198	—	—	2376	—	—	—
Рабочий ход	646	394	1152	7752	0,61	0,046	9

Как показали эксперименты, аппроксимация возмущающих моментов детерминированными полигармоническими функциями справедлива для всех моделей бензопил и весьма удобна для выявления резонансных зон трансмиссии и определения динамических нагрузок в валах.

Амплитуды крутильных колебаний дискретных масс привода определяли для режимов холостого и рабочего ходов по стандартной программе РО714. Исходные данные и характер преобразования элементов матрицы приведены в работе [2]. При расчете для режима рабочего хода были удержаны только две первые гармоники возмущающих моментов, поскольку резонансов с остальными гармониками не наблюдается и их колебательная мощность незначительна. Для режима холостого хода учтены первая, вторая и четвертая гармоники моментов. Результаты расчета представлены в табл. 3.

Таблица 3

Расчетные значения амплитуд крутильных колебаний привода  $a_i \cdot 10^{-3}$ , рад

Режим работы	$a_1$	$a_2$	$a_3$	$a_4$	$a_5$	$a_6$	$a_7$
Холостой ход	30,2	14,5	28,8	—	—	—	—
Рабочий ход, пиление с гидроклином	10,7	4,3	13,5	1,3	3,3	0,77	2,7

Данные табл. 3 показывают, что на рабочих режимах эксплуатации амплитуды крутильных колебаний масс привода значительны. Соотношение амплитуд подтверждает наличие на режиме рабочего хода резонанса 3-й формы колебаний, холостого — 1-й формы [2].

Динамические нагрузки в валах трансмиссии можно определить по соотношению

$$M_{ni} = c_i (a_i - a_{i+1}), \quad i = 1, 2, 3, \dots$$

Экспериментальная проверка теоретической модели путем тензометрирования динамической нагрузки в ведущем валу редуктора с жесткостью  $c_3$  и измерения амплитуд крутильных колебаний маховика ( $I_1$ ) и муфты сцепления ( $I_3$ ) с помощью фотоэлектрических датчиков подтвердила ее приемлемость для практических расчетов (ошибка не превышает 15 %). Используя предложенную модель, можно оптимизировать динамические параметры системы привода и повысить ее надежность.

#### ЛИТЕРАТУРА

- [1]. Келлер Э. А. Аппроксимация внешних нагрузок привода пильного аппарата мотопил // Динамика и прочность механических систем: Межвуз. сб. / Перм. политех. ин-т.—1981.—С. 15—21. [2]. Келлер Э. А. Определение критических оборотов системы привода бензиномоторных пил // Лесн. журн.—1988.—№ 6.—С. 120—123.— (Изв. высш. учеб. заведений).

Поступила 27 января 1989 г.

УДК 630\*323.13 : 630\*181.23

### К ВОПРОСУ О ВЛИЯНИИ ВЕТРА НА ВАЛКУ ДЕРЕВЬЕВ

И. Н. ОЩИПОК

Львовский лесотехнический институт

В статье приведены результаты экспериментальных и теоретических исследований по определению ветровых нагрузок на рабочие органы машин при их взаимодействии с деревьями в процессе валки. Экспериментально были установлены размерные параметры крон деревьев сосны, произрастающей в равнинных условиях западных областей Украины.