

УДК 630\*36 : 621.936.6

## ИДЕНТИФИКАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ СИЛОВОГО ВОЗДЕЙСТВИЯ АКТИВНОГО БЛОКА МОТОПИЛ

Э. А. КЕЛЛЕР

Пермский политехнический институт

Один из наиболее сложных вопросов при решении задач снижения вибронагрузок, передаваемых активным блоком (двигателем и пильным аппаратом) на рукоятки мотопил, — определение результирующих сил и моментов, действующих на корпус двигателя. Это связано с тем, что комплекс силовых воздействий, генерируемых активным блоком, чрезвычайно широк. Он включает газовые и инерционные силы и моменты кривошипно-ползунного механизма, силы и моменты от динамической неуравновешенности муфты сцепления и маховика, от взаимодействия пильной цепи с древесиной, от выхлопа двигателя и т. д. Зная реальные параметры силового воздействия активного блока, можно построить корректную правую часть системы дифференциальных уравнений, описывающих пространственные колебания базовых узлов мотопилы [2, 3], и с помощью математического моделирования выбрать оптимальные параметры системы виброзащиты. Систему возмущающих сил и моментов, действующих на корпус двигателя, представим в виде трех проекций  $F_x, F_y, F_z$  главного вектора сил, приложенного в центре масс блока, и трех проекций  $M_x, M_y, M_z$  главного момента сил относительно оси, проходящей через центр масс. Для определения этих сил и моментов активный блок установим на платформу, связанную с неподвижным основанием упругими элементами 7—10 (см. рисунок). Под действием возмущающих сил и моментов платформа с активным блоком совершает пространственные колебания. В качестве обобщенных

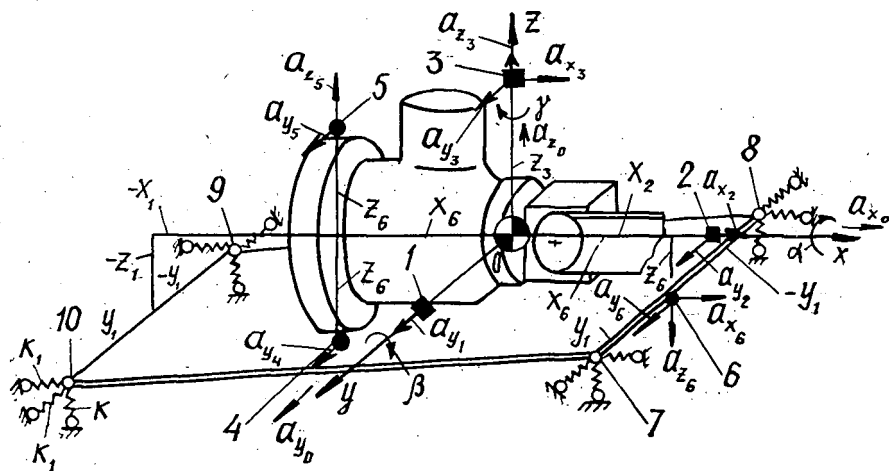


Схема расположения датчиков и упругих элементов подвески платформы

координат примем перемещения центра масс платформы с блоком  $a_{x_0}$ ,  $a_{y_0}$ ,  $a_{z_0}$  вдоль ортогональных осей координат  $x$ ,  $y$ ,  $z$  и угловые  $\alpha$ ,  $\beta$ ,  $\gamma$  вокруг этих осей. Оси  $x$ ,  $y$ ,  $z$  совместим с главными центральными осями инерции подвижной системы.

Для экспериментального определения амплитуд  $C_1$ ,  $C_2$ ,  $C_3$  прямолинейных и  $D_1$ ,  $D_2$ ,  $D_3$  угловых колебаний можно, например, использовать шесть однокомпонентных вибродатчиков, установленных в трех точках подвижной системы в количественном соотношении 1:2:3 с ориентацией осей чувствительности параллельно осям  $x$ ,  $y$ ,  $z$ . При малых угловых перемещениях подвижной системы осестремительными ускорениями можно пренебречь. Координаты расположения вибродатчиков и ориентацию осей чувствительности выбирают в зависимости от конструктивных особенностей активного блока. На рисунке приведены две схемы установки датчиков в точках 1, 2, 3 и 4, 5, 6. Суммарные перемещения  $i$ -й точки активного блока с платформой с координатами  $x_i$ ,  $y_i$ ,  $z_i$ , фиксируемые однокомпонентными датчиками вдоль осей  $x$ ,  $y$ ,  $z$ , можно представить уравнениями

$$\left. \begin{aligned} a_{x_i} &= a_{x_0} + z_i\beta - y_i\gamma; \\ a_{y_i} &= a_{y_0} + x_i\gamma - z_i\alpha; \\ a_{z_i} &= a_{z_0} + y_i\alpha - x_i\beta. \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

На основании уравнений (1) амплитуды прямолинейных и угловых колебаний подвижной системы выражают через показания датчиков виброперемещения по следующим зависимостям [4]:

для I схемы (точки 1, 2, 3)

$$\left. \begin{aligned} C_1 &= \frac{1}{S_0} \frac{S_0 a_{x_2}}{S_{x_2}}; & D_1 &= \frac{1}{S_0 z_3} \left( \frac{S_0 a_{y_3}}{S_{y_3}} - \frac{S_0 a_{y_1}}{S_{y_1}} \right); \\ C_2 &= \frac{1}{S_0} \frac{S_0 a_{y_1}}{S_{y_1}}; & D_2 &= \frac{1}{S_0 z_3} \left( \frac{S_0 a_{x_3}}{S_{x_3}} - \frac{S_0 a_{x_2}}{S_{x_2}} \right); \\ C_3 &= \frac{1}{S_0} \frac{S_0 a_{z_3}}{S_{z_3}}; & D_3 &= \frac{1}{S_0 x_2} \left( \frac{S_0 a_{y_2}}{S_{y_2}} - \frac{S_0 a_{y_1}}{S_{y_1}} \right); \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

для II схемы (точки 4, 5, 6)

$$\left. \begin{aligned} C_1 &= \frac{1}{S_0} \left[ \frac{S_0 a_{x_6}}{S_{x_6}} - \frac{z_6}{2x_6} \left( \frac{S_0 a_{z_5}}{S_{z_5}} - \frac{S_0 a_{z_6}}{S_{z_6}} \right) \right]; \\ D_1 &= \frac{1}{2z_6 S_0} \left( \frac{S_0 a_{y_4}}{S_{y_4}} - \frac{S_0 a_{y_5}}{S_{y_5}} \right); \\ C_2 &= \frac{1}{2S_0} \left( \frac{S_0 a_{y_6}}{S_{y_6}} + \frac{S_0 a_{y_5}}{S_{y_5}} \right); & D_2 &= \frac{1}{2x_6 S_0} \left( \frac{S_0 a_{z_5}}{S_{z_5}} - \frac{S_0 a_{z_6}}{S_{z_6}} \right); \\ C_3 &= \frac{1}{2S_0} \left( \frac{S_0 a_{z_6}}{S_{z_6}} + \frac{S_0 a_{z_5}}{S_{z_5}} \right); & D_3 &= \frac{1}{2x_6 S_0} \left( \frac{S_0 a_{y_6}}{S_{y_6}} - \frac{S_0 a_{y_5}}{S_{y_5}} \right); \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

где  $a_{x_2}, \dots, a_{y_5}$  — показания датчиков виброперемещения в направлении осей  $x$ ,  $y$ ,  $z$  в точках 2, ..., 5;  
 $S_0$  — нормированная чувствительность датчиков;  
 $S_{x_2}, \dots, S_{y_5}$  — чувствительность датчиков в направлении осей  $x$ ,  $y$ ,  $z$  в точках 2, ..., 5;  
 $x_2, z_3, x_6, z_6$  — координаты точек крепления датчиков.

Расположение точек крепления датчиков по I схеме на главных центральных осях инерции платформы с блоком существенно упрощает вычислительную процедуру. При измерениях пиление древесины можно не проводить, поскольку дисперсия возмущающих сил от пильной цепи не превышает 6 % от суммарной дисперсии силового воздействия активного блока. Если в качестве упругих элементов использовать четыре одинаковые пружины с коэффициентами продольной и поперечной жесткости, соответственно,  $k$  и  $k_1$  и подобрать эти величины так, чтобы соблюдалось неравенство  $\omega \geq 1,5 \omega_0^{max}$ , где  $\omega$  — круговая частота вращения коленчатого вала двигателя, а  $\omega_0^{max}$  — максимальная из шести собственных частот колебательной системы, то демпфированием в подвеске можно пренебречь (ошибка при вычислении проекций сил и моментов не превысит 0,5 %). Поскольку упругая подвеска платформы выполнена с продольной плоскостью симметрии  $xOz$ , связь между амплитудами виброперемещений и силовых воздействий представим в виде двух независимых групп уравнений:

$$\begin{vmatrix} a_{11} & 0 & a_{13} \\ 0 & a_{22} & a_{23} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} \end{vmatrix} \times \begin{vmatrix} C_1 \\ C_3 \\ D_2 \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} F_x \\ F_z \\ M_y \end{vmatrix}; \quad (4)$$

$$\begin{vmatrix} b_{11} & b_{12} & b_{13} \\ b_{21} & b_{22} & b_{23} \\ b_{31} & b_{32} & b_{33} \end{vmatrix} \times \begin{vmatrix} C_2 \\ D_1 \\ D_3 \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} F_y \\ M_x \\ M_z \end{vmatrix}, \quad (5)$$

где  $a_{11} = k_x - m\omega^2$ ;  $a_{22} = k_z - m\omega^2$ ;  $a_{33} = R_y - I_y\omega^2$ ;

$b_{11} = k_y - m\omega^2$ ;  $b_{22} = R_x - I_x\omega^2$ ;  $b_{33} = R_z - I_z\omega^2$ ;

$a_{13} = a_{31} = -2k_1(z_1 + z_6)$ ;  $a_{23} = a_{32} = -2k(x_6 - x_1)$ ;

$b_{12} = b_{21} = -a_{13}$ ;  $b_{13} = b_{31} = 2k_1(x_6 - x_1)$ ;

$b_{23} = b_{32} = -2k_1(x_1z_1 - x_6z_6)$ ;

$m$  — масса активного блока с платформой;

$I_x, I_y, I_z$  — моменты инерции активного блока с платформой вокруг осей  $x, y, z$ ;

$\omega$  — круговая частота первых гармоник вынуждающих сил и моментов;

$x_1, x_6, z_1, z_6, y_1$  — координаты крепления упругих элементов 7—10.

$k_x = k_y = 4k_1$ ;  $k_z = 4k$ ;  $R_x = 2k_1(z_1^2 + z_6^2) + 4ky_1^2$ ;

$R_y = 2k_1(z_1^2 + z_6^2) + 2k(x_1^2 + x_6^2)$ .

Ограничение силового воздействия первыми гармониками обосновывается тем, что энергетические спектры этих процессов содержат 75...80 % суммарной дисперсии в сравнительно узком диапазоне, совпадающем с частотой вращения коленчатого вала.

Решая уравнения (4), (5) относительно неизвестных проекций  $F_x, \dots, M_z$ , получаем

$$\left. \begin{aligned} M_y &= \frac{E_2(A_1Q_3 + A_3Q_1) - E_1L_1}{E_3L_1 + E_2(S_3A_1 - S_1A_3)}; & F_z &= \frac{E_1 + M_yE_3}{E_2}; \\ F_x &= \frac{Q_1 - F_zB_1 + M_yS_1}{A_1}; & M_z &= \frac{E_5(Q_6A_4 - Q_4A_6) + E_4L_2}{E_6L_2 + E_5(S_6A_4 - S_4A_6)}; \\ M_x &= \frac{E_4 - M_zE_6}{E_5}; & F_y &= \frac{Q_4 - M_xB_4 - M_zS_4}{A_4}, \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

$$\begin{aligned}
 \text{где } L_1 &= B_1 A_3 - B_3 A_1; L_2 = B_4 A_6 - B_6 A_4; E_1 = A_1 Q_2 + A_2 Q_1; \\
 E_2 &= A_2 B_1 + B_2 A_1; E_3 = S_1 A_2 + S_2 A_1; E_4 = Q_5 A_4 - Q_4 A_5; \\
 E_5 &= B_5 A_4 - B_4 A_5; E_6 = S_5 A_4 - S_4 A_5; A_1 = a_{22} a_{33} - a_{32} a_{23}; \\
 A_2 &= a_{23} a_{31}; A_3 = a_{22} a_{31}; A_4 = b_{22} b_{33} - b_{23} b_{32}; \\
 A_5 &= b_{23} b_{31} - b_{21} b_{33}; A_6 = b_{21} b_{32} - b_{22} b_{31}; B_1 = a_{13} a_{32}; \\
 B_2 &= a_{11} a_{33} - a_{13} a_{31}; B_3 = a_{11} a_{32}; B_4 = b_{13} b_{32} - b_{12} b_{33}; \\
 B_5 &= b_{11} b_{33} - b_{13} b_{31}; B_6 = b_{12} b_{31} - b_{11} b_{32}; S_1 = a_{13} a_{22}; \\
 S_2 &= a_{11} a_{23}; S_3 = a_{11} a_{22}; S_4 = b_{12} b_{23} - b_{13} b_{22}; \\
 S_5 &= b_{13} b_{21} - b_{11} b_{23}; S_6 = b_{11} b_{22} - b_{12} b_{21}; Q_1 = C_1 \Delta_1; \\
 Q_2 &= C_3 \Delta_1; Q_3 = D_2 \Delta_1; Q_4 = C_2 \Delta_2; Q_5 = D_1 \Delta_2; \\
 Q_6 &= D_3 \Delta_2; \Delta_1 = S_3 a_{33} - S_1 a_{31} - S_2 a_{32} - a_{12} a_{21} a_{33}; \\
 \Delta_2 &= b_{11} b_{22} b_{33} + b_{12} b_{23} b_{31} + b_{13} b_{21} b_{32} - b_{13} b_{22} b_{31} - \\
 &\quad - b_{11} b_{23} b_{32} - b_{12} b_{21} b_{33}.
 \end{aligned}$$

Несмотря на значительный объем вычислений по формуле (6), предлагаемый метод универсален и удобен для практического применения. Если опорная рама с рукоятками имеет значительную жесткость и одинаковый входной импеданс в местах крепления виброизоляторов, то двигатель с пильным аппаратом можно не устанавливать на подвижную платформу. В этом случае опорную раму жестко закрепляют на неподвижном основании, а функцию упругих элементов 7—10 выполняют виброизоляторы виброзащитной подвески. Формулы (4)—(6) должны быть откорректированы в зависимости от конкретной схемы расположения виброизоляторов.

В заключение рассмотрим возможность существенного упрощения вычислительной процедуры. Известно [5], что при совмещении главных центральных осей инерции тела и жесткости системы упругих элементов устраняется связанность форм колебаний тела и по каждой из шести обобщенных координат их можно рассматривать независимо от остальных. Применительно к нашей схеме указанные условия реализуются при следующих координатах упругих элементов 7—10:  $x_1 = x_6 = x$ ;  $y_1 = y$ ;  $z_1 = z_6 = 0$ .

В этом случае уравнения (4) и (5) упрощаются, поскольку в матрице остаются только диагональные элементы, что позволяет снять ранее введенное ограничение на частоту вращения главного вала двигателя путем учета неупругого сопротивления в подвеске. Если каждый упругий элемент 7—10 выполнить равножестким [1] с коэффициентами жесткости  $k$  и сопротивления  $h$ , то проекции амплитуд возмущающих сил и моментов, действующих на корпус двигателя, можно определить по формулам

$$\left. \begin{aligned}
 F_x &= C_1 \lambda; & M_x &= D_1 \cdot 4ky^2 [(1 - \nu_4^2)^2 + 4d_4^2 \nu_4^2]^{1/2}; \\
 F_y &= C_2 \lambda; & M_y &= D_2 \cdot 4kx^2 [(1 - \nu_5^2)^2 + 4d_5^2 \nu_5^2]^{1/2}; \\
 F_z &= C_3 \lambda; & M_z &= D_3 \cdot 4k(x^2 + y^2) [(1 - \nu_6^2)^2 + 4d_6^2 \nu_6^2]^{1/2},
 \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

$$\begin{aligned}
 \text{где } \lambda &= 4k [(1 - \nu^2)^2 + 4d^2 \nu^2]^{1/2}; & \nu &= m\Theta; & \Theta &= \frac{\omega^2}{4k}; \\
 \nu_4 &= \frac{I_x}{y^2} \Theta; & \nu_5 &= \frac{I_y}{x^2} \Theta; & \nu_6 &= \frac{I_z}{x^2 + y^2} \Theta; & d &= \frac{h^2}{mk};
 \end{aligned}$$

$$d_4 = \frac{h^2 y^2}{k I_x}; \quad d_5 = \frac{h^2 x^2}{k I_y}; \quad d_6 = d_4 + d_5.$$

С учетом изложенного для идентификации силового воздействия необходимо последовательно:

- 1) закрепить активный блок на подвижной платформе;
- 2) установить шесть вибродатчиков по схеме I или II (см рисунок);
- 3) определить направление главных центральных осей инерции активного блока с платформой и вибродатчиками, массу и моменты инерции подвижной системы, коэффициенты жесткости и демпфирования упругих элементов и координаты их закрепления [6];
- 4) вывести двигатель на режим холостого или рабочего хода и определить амплитуды суммарных виброперемещений контрольных точек  $a_{x_s}, \dots, a_{y_s}$  при помощи виброизмерительной аппаратуры, например ВА-2;
- 5) вычислить амплитуды прямолинейных и угловых колебаний подвижной системы по формулам (2) или (3);
- 6) вычислить проекции возмущающих сил и моментов по формулам (6) или (7).

#### ЛИТЕРАТУРА

[1]. ГОСТ 12.04.093—80. Вибрация. Машинны стационарные. Расчет виброизоляции поддерживающей конструкции.— М., 1980. [2]. Келлер Э. А., Бибииков М. Н., Попов А. А. Виброизоляция мотопил с низкими рукоятками // Влияние вибрации на организм человека и проблема виброзащиты.— М.: Наука, 1974.— С. 773—782. [3]. Келлер Э. А. Построение математической модели мотопил с низкими рукоятками // Динамика и прочность механических систем: Минвуз. сб. науч. тр.— 1976.— С. 90—96. [4]. Келлер Э. А. К вопросу выбора критерия для контроля вибрационных характеристик механизированного инструмента.— М. 1982.— 9 с.— Деп. в НИИмаш 25.02.82, № 45 МШ — Д82. [5]. Келлер Э. А. Методика расчета равночастотной системы виброизоляции рукояток мотопил.— М., 1988.— 23 с.— Деп. в ВНИПИЭИлеспром 25.01.88, № 2120 — л688. [6]. Кер Вильсон У. Вибрационная техника.— М.: Машгиз, 1963.— 415 с.

Поступила 11 октября 1989 г.

УДК 624.21 : 625.745.12

### РАСЧЕТЫ ЭЛЕМЕНТОВ БАЛОЧНОГО ПРОЛЕТНОГО СТРОЕНИЯ МЕТОДОМ «УПРУГООСЕДАЮЩИХ И УПРУГОПОВОРАЧИВАЮЩИХСЯ ОПОР»

В. П. СТУКОВ

Архангельский лесотехнический институт

В работе [1] отмечена важность строительства мостов и разного рода транспортных сооружений на лесовозных дорогах и освещен вопрос использования при их проектировании метода пространственного расчета, рассматривающего поперечную конструкцию пролетного строения как неразрезную многопролетную балку на упругооседающих и упругоповорачивающихся опорах. Этот метод позволяет определить, кроме прогибов, углов поворота и усилий в главных балках [1], усилия в поперечной конструкции пролетного строения моста.

Уравнения эпюр  $y, \varphi, M, Q$  для внешних единичных усилий и воздействий в матричной форме имеют вид [1]