ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ УСИЛИЙ В ДЕТАЛЯХ ПРИВОДНОГО МЕХАНИЗМА ВИБРАЦИОННОЙ СЕПАРИРУЮЩЕЙ МАШИНЫ С

ДЕЗАКСИАЛЬНЫМ КРИВОШИПНО-ШАТУННЫМ МЕХАНИЗМОМ

Уманская О.Л.

Курганский государственный университет

Курган, Россия

Для повышения несущей способности рамных конструкций вибрационных машин, работающих в условиях вынужденных колебаний, необходимо определение их динамических и прочностных характеристик. Рассмотрим характер возмущающих воздействий на рамную конструкцию со стороны приводного механизма на примере зерноочистительной машины с дезаксиальным кривошипно-шатунным механизмом, с двумя ситовыми корпусами.

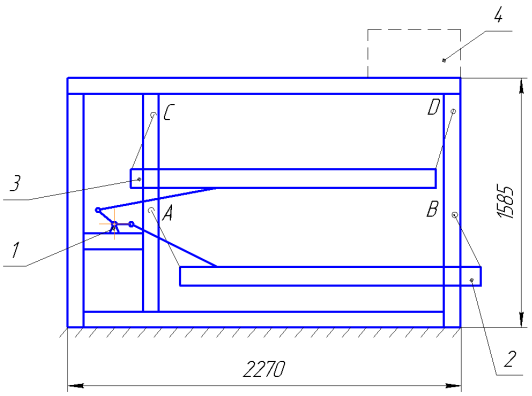

Рис. 1. Несущая конструкция зерноочистительной машины: 1- приводной механизм; 2, 3- ситовые корпуса; 4- аспирационная система

На нижний ситовой корпус в его крайнем правом положении действует следующая система сил (рис. 2, 3).

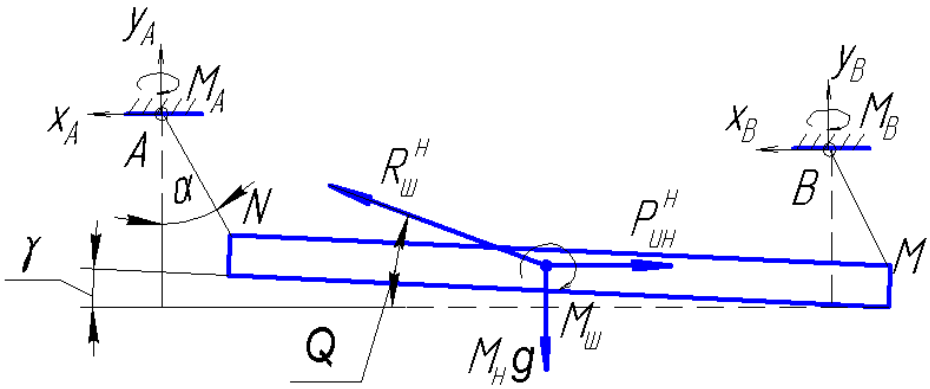

Рис. 2. Схема сил, действующих на нижний ситовой корпус с подвесками: $M_{нq}$ - сила тяжести; $P_{ин}^н$ – сила инерции; $M_ш$, $R_ш^н$ – реакции шатуна; X_A, Y_A, M_A, X_B, Y_B, M_B – реакции в точках заделки подвесок (т. А и т. В)

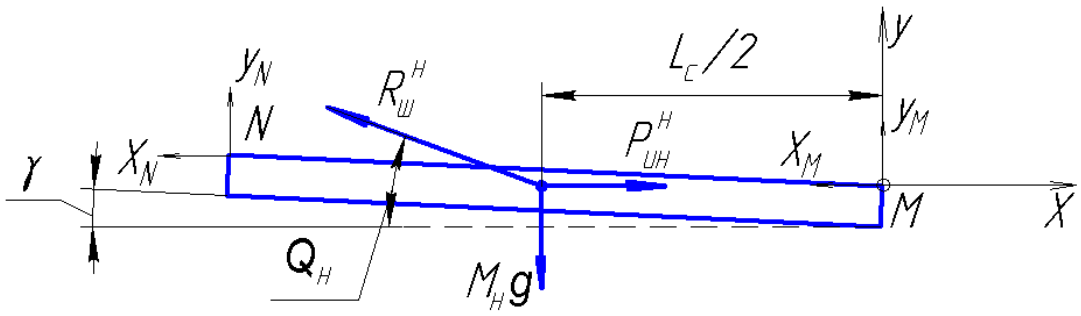

Рис. 3. **Схема сил, действующих на нижний ситовой корпус**

Для определения реакций в точках N и M составим уравнения равновесия для плоской системы сил.

$$\begin{cases} \sum F_{kx} : -x_N - R_ш^н \cdot \cos q_н + P_{ин}^н - x_M = 0; \\ \sum F_{ky} : y_N + R_ш^н \cdot \sin q_н - M_н \cdot g + y_M = 0; \\ \sum M_M(\bar{F}_k) : x_N \cdot L_c \cdot \sin g - y_N \cdot L_c \cdot \cos g - R_ш^н \cdot \sin q_н \frac{L_c}{2} \cdot \cos g + \\ + R_ш^н \cdot \cos q_н \frac{L_c}{2} \cdot \sin g + M_н \cdot g \cdot \frac{L_c}{2} \cdot \cos g - P_{ин}^н \cdot \frac{L_c}{2} \cdot \sin g = 0 \end{cases} \quad (1)$$

Сила инерции $P_{ин}{}^н$ определяется по формуле:

$$P_{ин}{}^н = M_н \cdot a, \quad (2)$$

где $M_н$ – масса нижнего ситового корпуса, кг; a – ускорение центра масс нижнего ситового корпуса, м/с^2.

Для определения ускорения используем следующую зависимость [1]:

$$a = \ddot{x} = rw^2(\cos w \cdot t - \frac{e}{L_ш}\sin w \cdot t), \quad (3)$$

где r – радиус кривошипа, м; ω - угловая скорость кривошипа, рад/с; t – время, с; e – величина дезаксиального смещения, м; $L_ш$ – длина шатуна, м.

Учитывая, что $M_A=0$, $M_B=0$ и реакция подвески направлена вдоль нее, получаем:

$$x_N = y_N \times tga, \quad (4)$$

$$x_M = y_M \times tga, \quad (5)$$

Угол a изменяется по закону:

$$tg\ a = (r/L_n) \times cosw \cdot t \quad (6)$$

С учетом выражений (4)-(6) составляющие реакций в т. N и т. M будут определяться следующими выражениями:

$$x_N = y_N \times (r/L_n) \times cos\ w \cdot t, \quad (7)$$

$$x_M = y_M \times (r/L_n) \times cos\ w \cdot t. \quad (8)$$

Введем следующие обозначения: $R_ш{}^н = R_1$; $M_N = M_2$; $L_C = L_1$; $L_n = L_3$.

С учетом этого система уравнений (1) принимает следующий вид:

$$\begin{cases} -x_N - R_1 \cdot \cos q_H + M_2 \cdot \cancel{x} - x_M = 0; \\ y_N + R_1 \cdot \sin q_H - M_2 \cdot q + y_M = 0; \\ x_N \cdot L_1 \cdot \sin g - y_N \cdot L_1 \cdot \cos g - R_1 \cdot \sin q_H \dfrac{L_1}{2} \cdot \cos g + R_1 \cdot \cos q_H \dfrac{L_1}{2} \cdot \sin g + \\ + M_2 \cdot q \cdot \dfrac{L_1}{2} \cdot \cos g - P_1 \cdot \dfrac{L_1}{2} \cdot \sin g = 0 \end{cases} \quad (9)$$

$x_N = y_N \times (r/L_3) \times \cos w \cdot t,$

$x_M = y_M \times (r/L_3) \times \cos w \cdot t.$

Решая данную систему уравнений относительно x_N, x_M, y_N, y_M и R_1, получаем:

$$R_1 = \frac{M_2 \cdot q \dfrac{r}{L_3} \cdot \cos w \cdot t - M_2 r w^2 \left(\cos w \cdot t - \dfrac{e}{L_2} \cdot \sin w \cdot t \right)}{\sin q_H \cdot \dfrac{r}{L_3} \cos w \cdot t - \cos q_H}, \quad (10)$$

$$y_N = \frac{R_1 \left(\sin q_H \cdot \cos g + \cos q_H \cdot \sin g \right) - M_2 q \cos g + M_2 r \cdot w^2 (\cos w \cdot t - \dfrac{e}{L_2} \cdot \sin w \cdot t) \sin g}{2 \left(\dfrac{r}{L_3} \cdot \cos w \cdot t \cdot \sin g - \cos g \right)} \quad (11)$$

$$y_M = y_N, \quad (12)$$

$$x_N = y_N \times (r/L_3) \times \cos w \cdot t, \quad (13)$$

$$x_M = x_M. \quad (14)$$

Решая данные уравнения относительно времени и угловой скорости кривошипа с подстановкой конкретных параметров (для зерноочистительной машины ЗВС-20А), получаем следующие значения x_N, x_M, y_N, y_M и R_1:

$$x_N = -1{,}217 + 11{,}513 \cdot \cos\omega \cdot t + 1{,}605 \cdot 10^{-4} \cdot \sin\omega \cdot t - 1{,}217 \cdot \cos 2\omega \cdot t + 0{,}16 \cdot \sin 2\omega \cdot t \quad (15)$$

$$y_N = 813{,}5 - 171{,}966 \cdot \cos\omega \cdot t + 22{,}562 \cdot \sin\omega \cdot t - 0{,}171 \cdot \cos 2\omega \cdot t + 0{,}023 \cdot \sin 2\omega \cdot t \quad (16)$$

$$R_1 = \frac{2{,}5 \cdot 10^3 \cdot \cos w \cdot t - 329 \sin w \cdot t}{1{,}013 - 2{,}017 \cdot 10^{-3} \cos w \cdot t} \quad (17)$$

Аналогичным образом находятся реакции в подвесках и усилия в шатуне для верхнего ситового корпуса.

В результате получаем следующую схему приложения возмущающих сил к раме (рис. 4).

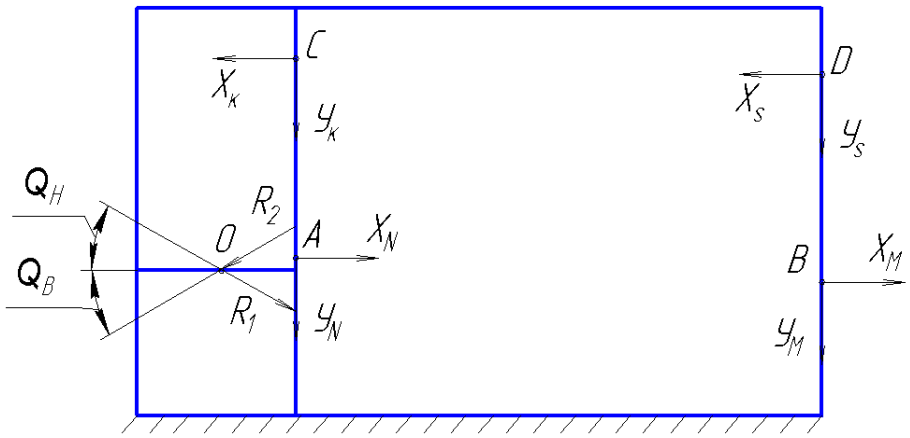

Рис.4. Схема приложения возмущающих сил

Составляющие реакций со стороны шатунов на раму в точке О можно представить как

$$x_0 = R_1 \cdot \cos q_H - R_2 \cdot \cos q_в, \quad (18)$$

$$y_0 = -R_1 \cdot \sin q_H - R_2 \cdot \sin q_в. \quad (19)$$

Определяем величины x_0 и y_0 в зависимости от времени и угловой скорости кривошипа.

$$x_0 = 0{,}228 + 229{,}451 \cdot \cos\omega \cdot t - 30{,}1 \cdot \sin\omega \cdot t + 0{,}228 \cdot \cos 2\omega \cdot t - 0{,}03 \cdot \sin 2\omega \cdot t \quad (20)$$

$$y_0 = -0{,}652 - 656{,}049 \cdot \cos\omega \cdot t + 86{,}088 \cdot \sin\omega \cdot t - 0{,}652 \cdot \cos 2\omega \cdot t + 0{,}086 \cdot \sin 2\omega \cdot t \quad (21)$$

При определении внутренних силовых факторов в несущей конструкции вибрационной машины полученные зависимости позволят представить их в виде функции времени, проанализировать характер наложения вибрационных характеристик, а также учесть их при расчете несущей способности.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ:

1. Борискин М.А. и др. Сепарирующие машины зерноперерабатывающих предприятий /М.А. Борискин, В.В. Гортинский, А.Б. Демский.- М.: Машиностроение, 1979.- 109 с.