

$$\widetilde{C_1 D_1} = (\pi - \varphi_0) r_2, \quad \widetilde{E_0 E_1} = (\pi - \varphi_0) r_2. \quad (6)$$

Подставляя (6) в (5), получаем

$$H = 2(r_2 - r_3) \operatorname{inv}(\pi/2 - \varphi_0/2),$$

откуда

$$r_2 = r_3 + \frac{H}{2 \operatorname{inv}(\pi/2 - \varphi_0/2)}. \quad (7)$$

Из рис. 2 следует также

$$l = (r_2 - r_3) \cos(\pi/2 - \varphi_0/2). \quad (8)$$

Выбрав радиус r_2 (по числу зубьев звездочки 2 и шагу цепи), с помощью (7) и (8) для заданных φ_0 и H можно определить радиус делительной окружности r_3 звездочки 3 и длину l водила. Если длина l водила меньше суммы радиусов R_2 и R_3 окружностей головок зубьев звездочек 2 и 3, то необходимо выбрать двухрядную цепь.

Угол выстоя рассматриваемого механизма изменяется в пределах $0 < \varphi_0 < \pi$, причем, если $r_3 = r_2$, то $\varphi_0 = 0$ (механизм мгновенного выстоя). При этом выбором длины водила можно обеспечить любой ход H выходного звена ($l = H/2$, рис. 2). При $l = r_2 - r_3$, $\varphi_0 = \pi$ и $H = 0$.

По описанной методике разработан цепной механизм шагового перемещения, который был внедрен в ВНИРИ в механическом сканере для прерывистой подачи горизонтальной каретки.

10. IX. 1986

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Азаронян Г. Т., Аракелян А. С. Кинематический анализ и синтез регулируемого цепного механизма с выстоем // Изв. вузов. Машиностроение.—1984.—№ 8.—С. 44—47.
2. Азаронян Г. Т. Синтез планетарно-цепных механизмов шагового перемещения // Изв. вузов. Машиностроение.—1985.—№ 9.—С. 27—30.

Изв. АН АрмССР (сер. ТН), т. XVI, № 4, 1988

НАУЧНЫЕ ЗАМЕТКИ

Г. Г. ШЕКЯЦ, Э. П. ХАЛЯТЯН

СНИЖЕНИЕ УРОВНЯ ВИБРАЦИИ И ШУМА РОТОРНЫХ МАШИН ПУТЕМ ИСКЛЮЧЕНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ РЕАКЦИЙ ЛИНЕЙНО-ПОДАТЛИВЫХ ОПОР

В роторных машинах величина динамических реакций опор, обуславливающая уровень шума и вибрации машины, в значительной степени зависит от жесткостных характеристик системы. Пусть не-

уравновешенный ротор с массой m вращается на податливых опорах (рис. 1). Для определения добавочных динамических усилий, возникающих между ротором и опорами, отбросим ротор, заменив его действие на опоры искомыми реакциями. Дифференциальные уравнения для подшипниковых опор (левой и правой) имеют следующий вид [1]:

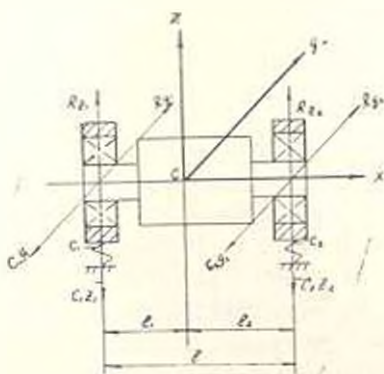


Рис. 1.

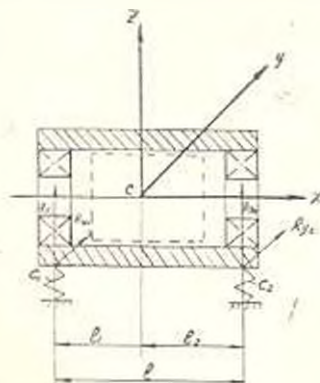


Рис. 2.

$$m_1 Y_1 = -C_1 Y_1 + R_{1y}; \quad m_1 Z_1 = -C_1 Z_1 + R_{1z}; \quad (1)$$

$$m_2 Y_2 = -C_2 Y_2 + R_{2y}; \quad m_2 Z_2 = -C_2 Z_2 + R_{2z}, \quad (2)$$

где m_1, m_2 — доли массы ротора, приходящиеся на левую и правую опоры; Y_1, Z_1, Y_2, Z_2 — координаты центра подшипников; C_1, C_2 — жесткости опор; $R_{1y}, R_{1z}, R_{2y}, R_{2z}$ — проекции искоемых реакций.

Из решения (1) и (2) амплитудные значения реакции опор будут [2]:

$$R_{1y} = R_{2y} = C_1 - m_1 \omega^2; \quad R_{1z} = R_{2z} = C_2 - m_2 \omega^2. \quad (3)$$

Из этих уравнений следует, что если между массами подшипников, жесткостями опор и рабочей частотой вращений ω будут существовать зависимости

$$m_1 = C_1 / \omega^2, \quad m_2 = C_2 / \omega^2, \quad (4)$$

то радиальные усилия между ротором и подшипниками будут равны нулю при наличии статической и динамической неуравновешенностей. Следовательно, во всех случаях, когда рабочая частота вращения ротора является величиной постоянной или меняется в известных и ограниченных пределах, можно подобрать массу опоры и коэффициент жесткости опорой так, чтобы при заданной скорости усилия между ротором и опорой обращались в нуль, тогда из решения (1), (2) амплитуда колебаний будет иметь минимальное значение.

Рассмотрим случай, когда оба подшипника запрессованы в общей втулке (рис. 2). Отбросим ротор, заменив его действие на втулку искомыми радиально направленными реакциями.

Составим дифференциальные уравнения движения втулки согласно теореме о движении центра инерции системы материальных точек

и теореме об изменении главного момента количества движения материальных точек в относительном движении по отношению к центру инерции системы [3]

$$M\ddot{y}_c = F_Y, \quad M\ddot{z}_c = F_Z, \quad J_2\ddot{\varphi}_Z = L_Z, \quad J_1\ddot{\varphi}_Y = L_Y, \quad (5)$$

где M — масса втулки с подшипниками; J_Y, J_Z — моменты инерции втулки; φ_Y, φ_Z — углы поворота втулки вокруг осей Y и Z ; F_Y, F_Z — проекции главного вектора внешних сил; L_Y, L_Z — главные моменты сил относительно осей:

$$\begin{aligned} F_Y &= -C_1 Y_1 - C_2 Y_2 + R_{Y_1} + R_{Y_2}; \quad F_Z = -C_1 Z_1 - C_2 Z_2 + R_{Z_1} + R_{Z_2}; \\ L_Y &= R_{Z_1} l_1 + R_{Z_2} l_2 + C_1 Z_1 l_1 - C_2 Z_2 l_2; \\ L_Z &= R_{Y_1} l_1 + R_{Y_2} l_2 + C_1 Y_1 l_1 - C_2 Y_2 l_2, \end{aligned} \quad (6)$$

где l_1, l_2 — расстояния от центра инерции втулки до левой и правой опоры; l — расстояние между опорами.

Из решения системы (5) с учетом (6) относительно неизвестных R_{Y_i}, R_{Z_i} находим

$$[C_1 l^2 - M\omega^2 l_2^2 - J_2 \omega^2] r_1 \cos(\omega t - \alpha_1) + [J_2 \omega^2 - M\omega^2 l_1 l_2] r \cos(\omega t - \alpha_2) = R_{Y_1} l^2, \quad (7)$$

$$[J_2 \omega^2 - M\omega^2 l_2 l_1] r_1 \cos(\omega t - \alpha_1) + [C_2 l^2 - M\omega^2 l_1^2 - J_2 \omega^2] r_2 \cos(\omega t - \alpha_2) = R_{Y_2} l^2,$$

где z_1, z_2 — постоянные интегрирования; α_1, α_2 — фазовые углы.

Отсюда следует, что R_{Y_1} и R_{Y_2} обращаются в нуль, если удовлетворяются следующие равенства:

$$J_2 \omega^2 - M\omega^2 l_1 l_2 = 0; \quad (8)$$

$$C_1 l^2 - M\omega^2 l_1^2 - J_2 \omega^2 = 0; \quad C_2 l^2 - M\omega^2 l_2^2 - J_2 \omega^2 = 0.$$

Решая совместно эти уравнения, находим условия, при соблюдении которых обе реакции между ротором и опорами при наличии статической и динамической неуравновешенностей обращаются в нуль:

$$C_1/C_2 = l_2/l_1; \quad M = (C_1 + C_2) \omega^2; \quad J_2 = J_Y = (C_1 + C_2) l_1 l_2 / \omega^2. \quad (9)$$

Выбирая массу втулки и ее момент инерции в соответствии с (9), а также удовлетворив первому равенству данной системы, получаем условие отсутствия динамических реакции опор, что приводит к максимальному снижению уровня вибрации и шума подшипниковых узлов качения [4].

1. Кельзон А. С. Самоцентрирование и уравновешивание высокооборотного компрессора // Изв. АН СССР. ОТН. Механика и машиностроение.—1963—№ 3.—С. 51—57.
2. Ильинский В. С. Защита аппаратов от динамических воздействий.— М.: Энергия, 1970.—320 с.
3. Кельзон А. С. Динамика роторов в упругих опорах.—М.: Наука, 1982.—279 с.
4. Шубов Н. Г. Шум и вибрация электрических машин.—Л.: Энергоатомиздат, 1986.—205 с.

Изв. АН АрмССР (сер. ТН), т. XLI, № 1, 1988

НАУЧНЫЕ ЗАМЕТКИ

В. Л. МИНАСЯН

СТЕНД ДЛЯ ИСПЫТАНИЯ ВЫСОКОВОЛЬТНЫХ ТИРИСТОРНЫХ МОДУЛЕЙ

Предназначен для экспериментального исследования переходных процессов переключения в высоковольтных тиристорных модулях [1, 2], состоящих из групп тиристоров, защищенных демпфирующими RC-цепями и насыщающимися реакторами. Он может быть использован также для исследования переходных процессов и в одиночных силовых полупроводниковых вентилеях (управляемых или неуправляемых) при их работе в комплекте с отмеченными защитными элементами или без них. Разработанный испытательный стенд допускает:

1. Реализацию обоих возможных коммутационных режимов работы тиристора—принудительного и естественного, а также возможность имитации нагрева силовых вентилей в схеме реального преобразователя.

2. Оперативное изменение структуры исследуемого тиристорного модуля, практически независимо от его конфигурации.

3. Возможность достаточно широкого варьирования электрическими параметрами: амплитудой I_{max} импульса прямого тока через прибор; длительностью T_1 и формой этого импульса; скоростью di/dt нарастания и спада тока; амплитудой U_{max} прямого и U_{mo} обратного напряжений на тиристорах и т. д.

Исходя из реально возможных условий работы силовых вентилей, стенд обеспечивает следующие значения электрических и временных параметров: $I_{max} < 3$ кА; $U_{max} = U_{mo} < 2$ кВ; $T_1 = 100 - 400$ мкс; $di/dt \leq 500$ А/мкс.

Блок—схема стенда показана на рис. 1, где исследуемый модуль ТМ для упрощения рисунка представлен в виде тиристора Т1, коммутирующий модуль КМ—тиристора Т2, ЦВ—цифровой вольтметр, а