

Э. А. ИНАЕКЯН

## ОПТИМАЛЬНЫЙ ВЫБОР СХЕМ И ПАРАМЕТРОВ РЕЗОНАНСНЫХ МАШИН ДЛЯ ИСПЫТАНИЙ НА УСТАЛОСТЬ

При разработке машин для испытаний различных объектов на усталость, работающих в резонансном (автоколебательном) режиме, возникает задача выбора оптимальной динамической схемы, т. е. режим работы машин, их производительность и эффективность использования возбудителя колебаний во многом определяются схемой построения и параметрами колебательной системы машины.

Известно, что для испытаний объектов с большим декрементом колебаний (бетон, полимеры и т. д.) в резонансном режиме наиболее целесообразно использовать машины с косвенным возбуждением, обеспечивающие передачу циклических деформирующих воздействий на испытуемый объект через промежуточную упругую систему — осциллятор [1, 2]. Машины этой группы, особенно с возбудителями электрического типа и работающие в автоколебательном режиме, малоизучены.

Настоящая работа посвящена анализу трех основных типов динамических схем наиболее распространенных машин с косвенным возбуждением с целью оптимального выбора схем и параметров с обеспечением таких показателей машин, как максимальные:

- производительность;
- коэффициент эффективности, т. е. отношение силы реакции, действующей в испытуемом объекте, к амплитудному значению усилия, развиваемого преобразователем-возбудителем;
- стабильность поддержания частотных режимов.

При исследовании стабильности частотных режимов испытаний в настоящей работе принят коэффициент, показывающий изменение рабочей частоты при изменении жесткости испытуемого объекта.

### 1. Машина типа РПу.

Приведенную на рис. 1а динамическую схему машины РПу можно значительно упростить, учитывая, что для удовлетворения метрологическим и виброизоляционным требованиям [2, 3] парциальная частота динамометра  $c_2, m_2$  должна быть на порядок выше максимальной, а амортизатора  $c, m_4 + m_2$  — ниже минимальной рабочей частоты машины. Уравнение движения упрощенной динамической схемы, приведенной на рис. 1б, запишется:

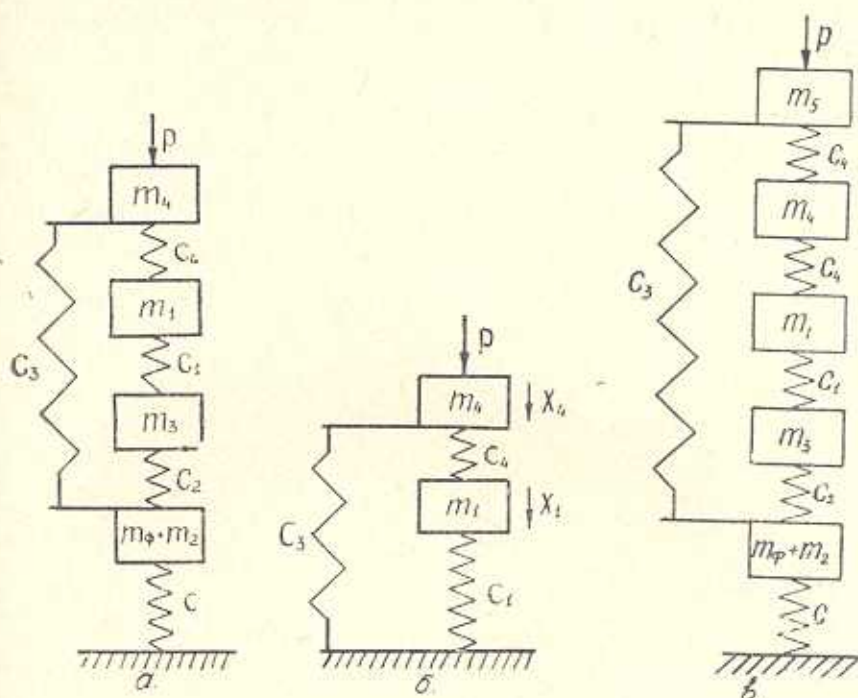


Рис. 1. Динамические схемы машин типов РПУ и МикроТрон. Жесткости:  $c$  — амортизатора;  $c_1$  — образца;  $c_2$  — динамометра;  $c_3$  — пружины статического нагружения;  $c_4$  — осциллятора. Массы  $m_1$  — активного захвата;  $m_2$  — станины;  $m_3$  — пассивного захвата;  $m_4$  — осциллятора;  $m_5$  — якоря возбудителя;  $m_\phi$  — фундамента.

$$\begin{cases} m_4 \frac{d^2 x_4}{dt^2} + c_4 (x_4 - x_1) + c_3 x_4 = P; \\ m_1 \frac{d^2 x_1}{dt^2} + c_1 x_1 + c_4 (x_1 - x_4) = 0. \end{cases} \quad (1)$$

Приняв возбуждающую силу гармонической

$$P = P_0 \sin \omega t, \quad (2)$$

а для установившегося движения —

$$x_i = x_{oi} \sin \omega t \quad (3)$$

и учитывая, что для автоколебательного режима система однородных уравнений (1) имеет единственное решение, когда ее определитель  $D = 0$ , выражение для определения частот из (1) запишется

$$\omega^2 = \frac{1}{2} \frac{c_1 m_4 + c_2 m_1 + c_4 m_1 + c_4 m_4}{m_1 m_4} \mp$$

$$\mp \sqrt{\frac{1}{4} \left( \frac{c_1 m_4 + c_3 m_1 + c_4 m_1 + c_4 m_4}{m_1 m_4} \right)^2 - \frac{c_1 c_3 + c_1 c_4 + c_3 c_4}{m_1 m_4}}. \quad (4)$$

Амплитуда сил реакций, действующих:

а) в резонирующей пружине осциллятора —

$$P_{04} = \frac{P_0}{D} \cdot c_4 (c_2 + c_4 - m_1 + m_1 \omega^2); \quad (5)$$

б) в испытуемом образце —

$$P_{01} = \frac{P_0}{D} c_1 c_4. \quad (6)$$

Коэффициент эффективности по Гарфу равен

$$K_g = \frac{P_{01}}{P_0} = \frac{c_1 c_4}{(c_1 + c_4 - m_1 \omega^2)(c_2 + c_4 - m_4 \omega^2) - c_1^2}. \quad (7)$$

## 2. Машина типа ВП-40.

Аналогичным образом приведенную на рис. 2а схему можно упростить и представить в виде двухмассовой системы (рис. 2б). Уравнение движения такой системы запишется:

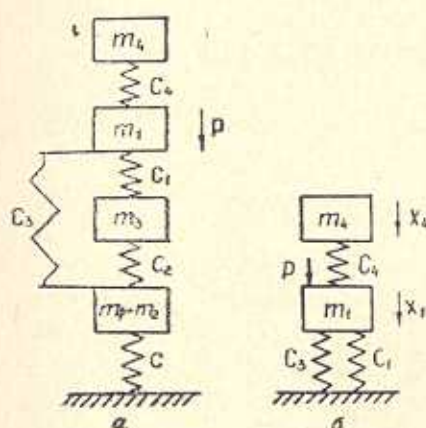


Рис. 2. Динамическая схема машины типа ВП-40 (обозначения аналогичны приведенным на рис. 1).

$$\begin{cases} m_4 \frac{d^2 x_4}{dt^2} + c_4 (x_4 - x_1) = 0; \\ m_1 \frac{d^2 x_1}{dt^2} + c_4 (x_1 - x_4) + x_1 (c_1 + c_2) = P. \end{cases} \quad (8)$$

После соответствующих упрощений уравнение частот системы (8) запишется:



$$\omega^2 = \frac{1}{2} \frac{c_1 m_4 + c_3 m_4 + c_4 m_4 + c_4 m_1}{m_1 m_4} \mp \sqrt{\frac{1}{4} \left( \frac{c_1 m_4 + c_3 m_4 + c_4 m_4 + c_4 m_1}{m_1 m_4} \right)^2 - \frac{c_1 c_4 + c_3 c_4}{m_1 m_4}} \quad (9)$$

Амплитуда сил реакций, действующих:

а) в резонансной пружине осциллятора —

$$P_{04} = \frac{P_0}{D} c_4 \dot{y} \quad (10)$$

б) в испытуемом объекте —

$$P_{01} = \frac{P_0}{D} c_1 (c_4 - m_4 \omega^2) \quad (11)$$

Коэффициент эффективности по Гарфу:

$$K_3 = \frac{c_1 (c_4 - m_4 \omega^2)}{(c_4 - m_4 \omega^2) (c_1 + c_3 + c_4 - m_1 \omega^2) - c_1^2} \quad (12)$$

### 3. Машина типа Микротрон фирмы САДАМЕЛЬ.

Учитывая, что величина массы  $m_3$  намного меньше  $m_1$  и  $m_4$ , приведенную на рис. 1в схему указанной машины можно упростить и привести к двухмассовой, аналогично представленной на рис. 1б, но жесткость пружины статического нагружения  $c_1$  в данном случае будет заменена комплексной жесткостью

$$c_0 = \frac{c_3 c_4}{c_3 + c_4} \quad (13)$$

Выражения для определения частоты и коэффициента эффективности с учетом (13) запишутся:

$$\omega^2 = \frac{1}{2} \frac{c_1 m_4 + c_0 m_1 + c_4 m_1 + c_4 m_4}{m_1 m_4} \mp \quad (14)$$

$$\sqrt{\frac{1}{4} \left( \frac{c_1 m_4 + c_0 m_1 + c_4 m_1 + c_4 m_4}{m_1 m_4} \right)^2 - \frac{c_1 c_0 + c_1 c_4 + c_0 c_4}{m_1 m_4}}$$

$$K_3 = \frac{c_1 c_4}{(c_1 + c_4 - m_1 \omega^2) (c_0 + c_1 - m_4 \omega^2) - c_1^2} \quad (15)$$

Для анализа удобно выражения (4), (9) и (14) несколько видоизменить и, учитывая, что рабочая частота в автоколебательном режиме определяется нижней собственной частотой колебательной системы, представить в виде:

$$\omega_n^2 = \frac{1}{2} \left( A + a_1 \frac{c_3}{c_1} \right) - \sqrt{\frac{1}{4} \left( A + a_1 \frac{c_3}{c_1} \right)^2 - \left( a_2 + a_3 \frac{c_3}{c_1} \right)} \quad (16)$$

$$\omega_n^2 = \frac{1}{2} \left( A + a_4 \frac{c_3}{c_1} \right) - \sqrt{\frac{1}{4} \left( A + a_4 \frac{c_3}{c_1} \right)^2 - \left( a_2 + a_3 \frac{c_3}{c_1} \right)}; \quad (17)$$

$$\omega_n^2 = \frac{1}{2} \left( A + a_1 \frac{c_0}{c_1} \right) - \sqrt{\frac{1}{4} \left( A + a_1 \frac{c_0}{c_1} \right)^2 - \left( a_2 + a_3 \frac{c_0}{c_1} \right)}, \quad (18)$$

где

$$A = \frac{c_1 m_4 + c_3 m_1 + c_4 m_4}{m_1 m_4}; \quad a_1 = \frac{c_1}{m_4}; \quad a_2 = \frac{c_3 c_4}{m_1 m_4}; \quad a_3 = \frac{c_1 (c_1 + c_4)}{m_1 m_4}; \quad a_4 = \frac{c_1}{m_1}.$$

Для анализа стабильности поддержания частотного режима уравнения (4), (9) и (14) представим так:

$$\omega^4 - \omega^2 B - \omega^2 b_1 c_1 + b_2 + b_3 c_1 = 0; \quad (19)$$

$$\omega^4 - \omega^2 B - \omega^2 b_1 c_1 + b_2 + b_4 c_1 = 0; \quad (20)$$

$$\omega^4 - \omega^2 E - \omega^2 b_1 c_1 + b_5 + b_6 c_1 = 0, \quad (21)$$

где

$$B = \frac{c_3 m_4 + c_4 m_4 + c_4 m_1}{m_1 m_4}; \quad B = \frac{c_3 m_1 + c_4 m_1 + c_4 m_4}{m_1 m_4}; \quad E = \frac{c_4 m_1 + c_1 m_4 + c_0 m_1}{m_1 m_4};$$

$$b_1 = \frac{1}{m_1}; \quad b_2 = \frac{c_3 c_4}{m_1 m_4}; \quad b_3 = \frac{c_3 + c_4}{m_1 m_4}; \quad b_4 = \frac{c_4}{m_2 m_4}; \quad (22)$$

$$b_5 = \frac{c_0 + c_4}{m_1 m_4}; \quad b_6 = \frac{c_0 c_4}{m_1 m_4}.$$

Дифференцируя (19)–(21), получим выражения для коэффициента стабильности частоты:

$$\frac{d\omega^2}{dc_1} = \frac{\omega^2 b_1 - b_3}{2\omega^2 - B - c_1 b_1}; \quad (23)$$

$$\frac{d\omega^2}{dc_1} = \frac{\omega^2 b_1 - b_4}{2\omega^2 - B - c_1 b_1}; \quad (24)$$

$$\frac{d\omega^2}{dc_1} = \frac{\omega^2 b_1 - b_5}{2\omega^2 - E - c_1 b_1}. \quad (25)$$

При равенстве этого коэффициента нулю достигается полная стабильность частоты, т. е. частота не зависит от изменения жесткости испытуемого объекта. Решая (23)–(25) для случая полной стабильности, получим:

$$\omega^2 = \frac{c_3 + c_4}{m_4}; \quad (26)$$

$$\omega^2 = \frac{c_4}{m_4}; \quad (27)$$

$$\omega^2 = \frac{c_0 + c_4}{m_4}. \quad (28)$$



Известно, что такой режим достигается при обеспечении условий, при которых порционные системы полностью изолированы, т. е. и инерционная, и упругая связи равны нулю [2]. При таком режиме достигается полная независимость характеристик испытания от свойств испытываемого объекта.

Однако, в реальных машинах, обеспечивающих испытания в широком частотном диапазоне объектов с различной жесткостью и затуханием, не представляется возможным обеспечить все приведенные выше и некоторые другие условия, при которых порционные системы полностью изолированы. Поэтому для определения оптимальных схем и параметров машин при их разработке, а также режимов испытания на них, при анализе по соотношениям (23) — (25) необходимо задаться максимально допустимым, приемлемым значением коэффициента стабильности частоты.

В соотношениях (16) — (18) для определения рабочих частот очевидно, что  $a_3 > a_2$ , а для реальных машин  $a_1 \cong a_2$ . Учитывая это, анализ зависимостей (16) — (18), а также (7), (12), (15), для определения коэффициента эффективности, показывает:

с увеличением жесткости пружины статического нагружения в рассматриваемых машинах частота собственных колебаний системы возрастает, а коэффициент эффективности уменьшается;

рост частоты собственных колебаний и уменьшение коэффициента эффективности с увеличением жесткости пружины статического нагружения в машинах, построенных по схемам рис. 1, интенсивней, чем в машинах, построенных по схеме типа ВП-40 (рис. 2). Однако, частота в машинах типа Микротрон с увеличением жесткости пружины статического нагружения растет медленней, чем в РП, т. к. эквивалентная жесткость  $c_0$  при этом растет очень мало. Кроме того, введение в колебательную систему машины типа Микротрон дополнительной системы  $c_2$ ,  $m_2$  приводит к уменьшению коэффициента эффективности. Таким образом, по обоим показателям, машины, построенные по схеме типа Микротрон, уступают машинам типа РП. Схема типа ВП-40 предпочтительна при создании машин с большими нагрузочными характеристиками, а схема типа РП обеспечивает более высокую производительность.

ЦНИНТЭИ приборостроения

Поступило 24.XI.1978

#### Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Инакян Э. А. Эффективность возбуждения нагрузок при испытаниях на усталость образцов с большим затуханием в резонансном режиме. Тр. НИКИМП, «Исследование и проектирование испытательных машин, весо- и силовых измерительных приборов», вып. I, М., 1972.
2. Серенсен С. В., Гарф М. Э., Кузьменко В. А. Динамика машин для испытаний на усталость. М., «Машиностроение», 1967.
3. Больших А. С. Инакян Э. А. Выбор элемента рационального ряда АСИП — амортизирующего устройства машин для испытаний на усталость. РЖ «Машиностроительные материалы, конструкции и расчет деталей машин», № 2, реф. 48.292, ВИНТИ, М., 1975.