

УДК 62.52:621.9.06

А.Е. Епишкин (асп. каф. ЭТ, ВТ и А, СПИМаш)

СТАБИЛИЗАЦИЯ АМПЛИТУДЫ КОЛЕБАНИЙ АВТОМАТИЗИРОВАННЫХ ВИБРАЦИОННЫХ УСТАНОВОК

При проектировании современных промышленных вибрационных установок, одной из задач является стабилизация параметров работы вибрационной установки, в частности амплитуды колебаний, при вариации массы колеблющихся частей, вызванной пересыпанием обрабатываемых веществ из короба грохота в другую емкость, что обусловлено некоторыми технологическими процессами. Кроме того, получение заданной амплитуды колебаний является необходимым для различного рода вибрационных стендов, производящих испытания на виброустойчивость.

Электромеханические вибрационные установки конструктивно представляют собой подвешенный на пружинах стол или короб, с закрепленными на нем дебалансными (центробежными) вибровозбудителями. Вынуждающая сила дебаланса F определяется выражением:

$$F = F_m \cos \omega t = m_B \rho_B \omega^2 \cos \omega t, \quad (1)$$

где F_m - амплитуда вынуждающей силы; m_B, ρ_B - соответственно масса и плечо внецентренно расположенного груза дебаланса; ω - угловая скорость дебаланса, приводимого в движение электродвигателем. Из выражения (1) видно, что управлять амплитудой вынуждающей силы можно изменяя массу, плечо или угловую скорость дебаланса.

При управлении колебаниями вибрационной установки в зоне электромеханического резонанса, что является весьма привлекательным с точки зрения энергетических затрат, необходимо независимо регулировать амплитуду и частоту вынуждающей силы, поэтому здесь следует регулировать плечо ρ_B (поскольку изменять массу m_B в процессе работы установки технически сложно).

При работе вибрационной установки в околорезонансной зоне можно ограничиться регулированием только угловой скорости ω . В этом случае регулирование амплитуды колебаний осуществляется на "склоне" резонансного пика в до резонансной зоне ($\omega = (0,7 \dots 0,9)\omega_y$). Здесь возможным решением задачи управления и стабилизации колебаний стола y может быть введение электротехнической коррекции в виде контура регулирования колебаний пластины (наложенное вибрационное управление), включаемое после запуска двигателя на заданную скорость.

На рис. 1 представлена функциональная схема привода с контуром вибрации, где ЗС – задатчик скорости, осуществляющий вывод дебалансных возбудителей в дорезонансную зону; ЗВ – задатчик амплитуды вибрации; ЗКС – замкнутый контур скорости; ДВ – датчик амплитуды вибрации; РВ – регулятор контура вибрации.

При стандартной настройке регулятора контура возбуждения на оптимум по модулю (ОМ) или компромиссный оптимум (КО) передаточная функция П-регулятора примет следующий вид:

$$W_{PB}(p) = k_{PB} = (0,5 \dots 1) \frac{C_0 \cdot k_{OC}}{m_B \cdot \rho_B \cdot k_{OB}}, \quad (2)$$

где C_0 - суммарная жесткость пружин подвески стола; k_{OC} - коэффициент обратной связи контура скорости; k_{OB} - коэффициент обратной связи контура вибрации.

Для определения эффективности контура вибрации полученные математическая модель вибрационной установки и настройки регулятора контура были промоделированы на ЭВМ. На рис. 2 представлены графики зависимости относительной амплитуды колебаний (y_{\max} - амплитуда резонанса) от суммарной массы стола с грузом без контура вибрации (график 1) и с контуром (график 2), при $\omega \cong 0,7 \cdot \omega_y$, где ω_y - частота резонанса вибрационной установки.

Из графиков видно, что введение контура вибрации оказывает значительное стабилизирующее влияние на амплитуду колебаний.

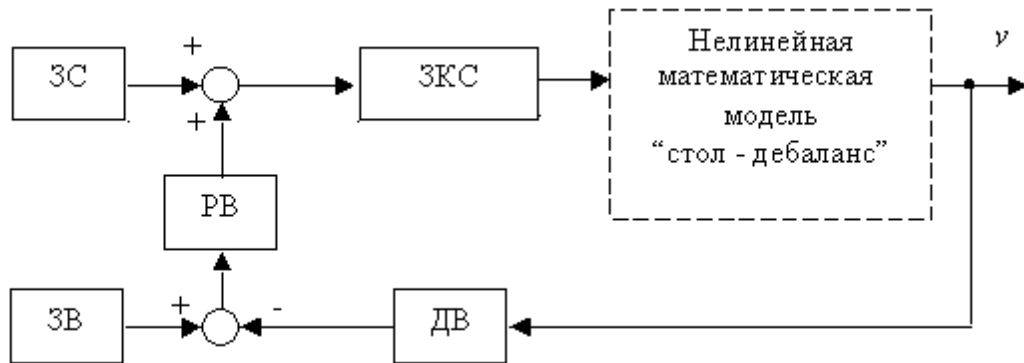


Рис. 1. Функциональная схема привода с контуром вибрации

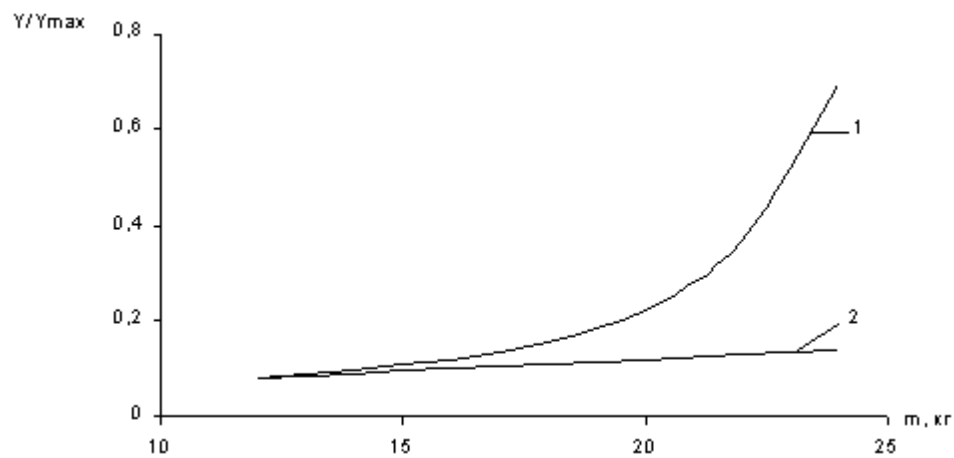


Рис. 2. График зависимости относительной амплитуды колебаний от массы