

ГАШЕНИЕ КОЛЕБАНИЙ В ПРИВОДЕ ИЗМЕЛЬЧИТЕЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Описано вимушені коливання у динамічній системі під дією періодичного збурення. Розглянуто умови антирезонансу для динамічного гасителя коливань у приводі подрібнювального обладнання. Бібліогр.: 3 найм.

Постоянно действующие динамические нагрузки оказывают существенное влияние на надежность привода измельчительного оборудования. Эффективным способом повышения надежности является ограничение виброактивности элементов привода путем гашения колебаний в системе исполнительный орган - привод.

Динамическая модель измельчительного оборудования может быть представлена в виде двухмассовой системы, состоящей из привода и исполнительного органа, к которому приложен момент сопротивления, изменяющийся по гармоническому закону

$$M = M_0 \sin \omega t, \quad (1)$$

где ω - частота возмущения.

Вынужденные колебания двухмассовой системы можно описать уравнением движения вида

$$\begin{cases} J_1 \ddot{\varphi}_1 = -c_1 \varphi_1 + c_2 (\varphi_2 - \varphi_1), \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 = M_0 \sin \omega t - c_2 (\varphi_2 - \varphi_1), \end{cases} \quad (2)$$

где J_1 и J_2 - моменты инерции соответственно ротора приводного электродвигателя и исполнительного органа; c_1 - электромагнитная жесткость аналога электромагнитной индукции; c_2 - приведенная жесткость трансмиссии; $\varphi_1 = \varphi_1(t)$ и $\varphi_2 = \varphi_2(t)$ - углы закручивания валов соответственно электродвигателя и трансмиссии.

Системе уравнений (1) удовлетворяют решения [1]

$$\begin{cases} \varphi_1 = A_1 \sin \omega t, \\ \varphi_2 = A_2 \sin \omega t, \end{cases} \quad (3)$$

означающие, что вынужденные колебания происходят с частотой возмущения.

Учитывая, что

$$\begin{cases} \ddot{\varphi}_1 = -\omega^2 A_1 \sin \omega t, \\ \ddot{\varphi}_2 = -\omega^2 A_2 \sin \omega t, \end{cases} \quad (4)$$

и подставляя решения (3) в систему уравнений (2), получим два уравнения с двумя неизвестными амплитудами колебаний A_1 и A_2 :

$$\begin{cases} -J_1 \omega^2 A_1 = -c_1 A_1 + c_2 (A_2 - A_1), \\ -J_2 \omega^2 A_2 = M_0 - c_2 (A_2 - A_1). \end{cases} \quad (5)$$

Решив эту систему уравнений, найдем

$$A_1 = \frac{c_2 M_0}{(c_1 + c_2 - \omega^2 J_1)(c_2 - \omega^2 J_2) - c_2^2}, \quad (6)$$

$$A_2 = \frac{M_0 (c_1 + c_2 - \omega^2 J_1)(c_2 - \omega^2 J_2)}{[(c_1 + c_2 - \omega^2 J_1)(c_2 - \omega^2 J_2)](c_2 - \omega^2 J_2)}, \quad (7)$$

Полученные формулы (6) и (7) определяют амплитуды колебаний обеих инерционных масс, существенно зависящие от частоты ω возмущения. В частности, при определенных значениях ω знаменатели в выражениях (6) и (7) обращаются в нуль, а величины A_1 и A_2 стремятся к бесконечности, что означает наступление резонанса в системе. Такие значения частоты могут быть найдены из уравнения

$$(c_1 + c_2 - \omega^2 J_1)(c_2 - \omega^2 J_2) - c_2^2 = 0. \quad (8)$$

Очевидно, что резонансные частоты равны собственным частотам P_i рассматриваемой системы и их количество равно числу степеней свободы ($i=1,2$).

Кроме резонансных свойств представляет практический интерес другое свойство упругой системы, связанное с

возможностью обращения в нуль числителя формулы (7). Для этого необходимо, чтобы частота ω имела одно из двух значений

$$\omega_{*1} = \sqrt{\frac{c_2}{J_2}} \quad (9)$$

или

$$\omega_{*2} = \sqrt{\frac{c_1 + c_2}{J_2}} \quad (10)$$

При таких значениях частоты по формулам (6) и (7) находим

$$A_1 = -\frac{M_0}{c_2}, \quad (11)$$

$$A_2 = 0 \quad (12)$$

Особого внимания заслуживает второй результат: он соответствует явлению антирезонанса. Возможность антирезонанса, как способа гашения колебаний, практически используется при устройстве динамического гасителя колебаний [2]. Обычно серьезным недостатком идеи динамического гасителя считается то обстоятельство, что он способен работать лишь на строго фиксированной частоте ω , и всякое изменение частоты возмущения вызывает нарушение условия гашения колебаний. Однако, колебания в системе привод -исполнительный орган измельчительного оборудования по физической сущности представляет собой автоколебания, происходящие с практически постоянной частотой [3].

Проанализируем условие наступления антирезонанса (9) и (10) с точки зрения влияния конструктивных и технологических параметров на амплитуду колебаний.

С учетом того, что момент инерции J_2 исполнительного органа имеет две составляющие: момент инерции пустого исполнительного органа J_u и момент инерции его загрузки J_3 , условие гашения колебаний (9) принимает вид

$$\omega_{*1} = \sqrt{\frac{c_2}{J_u + J_3}} \quad (13)$$

Моменты инерции J_u и J_3 не могут подстраиваться, т.к. первый из них задается конструктивными размерами исполнительного органа, а второй определяется технологическими режимами измельчения. Поэтому, задаваясь их суммарным значением, следует подобрать надлежащую жесткость c_2 трансмиссии привода для удовлетворения условия гашения колебаний (13). Однако, из этого выражения видно, что настройка антирезонанса может быть нарушена, если момент инерции загрузки J_3 изменяется в силу случайных флуктуаций технологического режима или при вмешательстве оператора измельчительного оборудования.

Условие гашения колебаний (10) выгодно отличается от проанализированного выше условия (13) тем, что позволяет выполнить настройку антирезонанса независимо от тех или иных изменений технологического режима и поэтому является основным расчетным соотношением, обеспечивающим гашение колебаний в системе привода измельчительного оборудования.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Бабаков И.М. Теория колебаний. - М.: Наука, 1968. - 560 с.
2. Алексеев А.М., Сборовский А.К. Судовые виброгасители. - Л.: Судпромгиз, 1962. - 217 с.
3. Крюков Д.К. Усовершенствование размольного оборудования горнообогатительных предприятий. - М.: Недра, 1966. - 171 с.

УДК 519.226:681.518.54

В.В. Смирнов

АЛГОРИТМ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ЗАДАННОЙ ДОСТОВЕРНОСТИ РЕЗУЛЬТАТОВ ТЕХНИЧЕСКОЙ ДИАГНОСТИКИ

Запропоновано алгоритм побудування найкращої критичної області з найбільшою потужністю критерію $(1-\alpha)$. Визначено мінімальне число повторних вимірювань, які виконуються за допомогою автоматизованих систем технічної діагностики (АСТД) з обмеженою точністю. Бібліогр.: 3 найм.