

Ярошевич Н.П.

Сылывонюк А.В.

Ярошевич Т.С.

**Луцкий национальный
технический
университет**

УДК 621.9.048.6

РАЗВИТИЕ ТЕОРЕТИЧЕСКИХ ОСНОВ МЕТОДА ДВОЙНОГО ПУСКА ВИБРАЦИОННЫХ МАШИН С ДЕБАЛАНСНЫМ ПРИВОДОМ

Розглянуто перебіг процесу розбігу вібраційної машини з дебалансним приводом в разі подвійного пуску асинхронного електродвигуна. Наведено детальний опис прояву ефекту Зоммерфельда в резонансній зоні.

The course of the process of acceleration of unbalanced exiter of transresonance vibrating machine in case of reclosing is considered. The explanation of Sommerfelds effect is given.

Введение. Перспективным направлением интенсификации многих технологических процессов в различных отраслях промышленности является использование вибрационной техники. В большинстве вибрационных машин и устройств колебания возбуждаются механическими дебалансными вибровозбудителями, которые приводятся во вращение электродвигателями асинхронного типа. Поскольку упругие опоры таких вибрационных машин, как правило, являются весьма «мягкими», в период разбега существует проблема прохождения через резонанс. На этой стадии движения возможно «застревание» скорости ротора двигателя с ограниченной мощностью (так называемого «неидеального» источника энергии), то есть проявление эффекта Зоммерфельда [1], что является крайне нежелательным.

Для снижения уровня колебаний во время прохождения через зону резонансных частот используют различные способы и средства – от вибровозбудителей с автоматически или вручную регулируемым статическим моментом дебаланса до алгоритмов управления с обратной связью [2, 3]. В практике эксплуатации вибрационных машин с инерционным возбуждением с той же целью используется метод так называемого «двойного пуска» [4], техническая реализация которого отличается относительной простотой. Однако теоретическое обоснование метода «двойного пуска» сделано на примере системы с одной колебательной степенью свободы в предположении, что момент двигателя изменяется по линейному закону.

В настоящей работе процесс разбега ротора дебалансного вибровозбудителя зарезонансной вибрационной машины при

использовании метода «двойного пуска» исследуется с учетом динамической характеристики электродвигателя. Задача рассматривается для машины, рабочий орган которой имеет три степени свободы. Приведенная трактовка проявления эффекта Зоммерфельда, полученная при анализе численного моделирования процесса пуска, полностью согласуется с классическими представлениями [1]. Показано, что описанные закономерности достаточно просто истолковываются с позиций вибрационной механики [5] – по большому счету, все они объясняются возникновением вибрационного момента, действующего на ротор вибровозбудителя.

Схема и уравнения движения системы. Схема рассматриваемой вибрационной машины представлена на рис. 1.

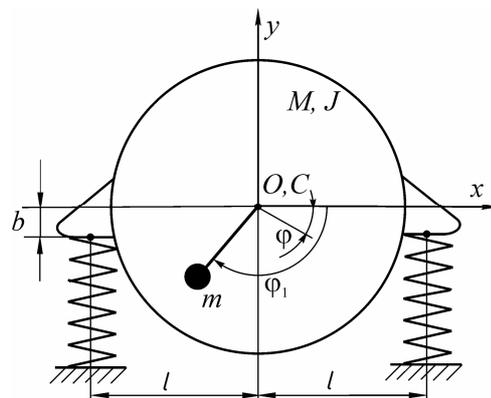
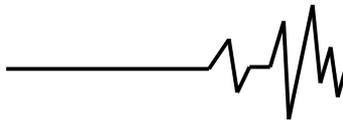


Рис. 1. Схема вибрационной машины

несущее твердое тело установлено на винтовых цилиндрических пружинах и может совершать малые плоско-параллельные колебания. В качестве привода используют



дебалансный вибровозбудитель, ротор которого с помощью подшипниковых опор жестко связан с несущим телом, проходит через его центр масс и приводится во вращение от электродвигателя асинхронного типа.

Обобщенными координатами колебательной системы являются смещения центра масс несущего тела x, y , углы поворота несущего тела φ и ротора возбудителя φ_1 . Движения колебательной системы описываются дифференциальными уравнениями

$$\begin{aligned} M\ddot{x} + \beta_x \dot{x} + c_x x + c_{x\varphi} \varphi &= m\varepsilon (\ddot{\varphi}_1 \sin \varphi_1 + \dot{\varphi}_1^2 \cos \varphi_1), \\ M\ddot{y} + \beta_y \dot{y} + c_y y &= m\varepsilon (\ddot{\varphi}_1 \cos \varphi_1 - \dot{\varphi}_1^2 \sin \varphi_1), \\ J\ddot{\varphi} + \beta_\varphi \dot{\varphi} + c_\varphi \varphi + c_{x\varphi} x &= 0, \end{aligned} \quad (1)$$

$$I\ddot{\varphi}_1 = L(t) - R(\varphi) + m\varepsilon (\ddot{x} \sin \varphi_1 + \ddot{y} \cos \varphi_1 + g \cos \varphi_1),$$

где M, J – масса несущего тела и его момент инерции относительно оси, проходящей через центр масс; $\beta_x, \beta_y, \beta_\varphi$ – коэффициенты демпфирования; c_x, c_y – жесткости пружин на сдвиг и растяжение-сжатие, соответственно; $c_\varphi = c_y l^2 + c_x b^2$; $c_{x\varphi} = -c_x b$; l, b – параметры, определяющие места крепления верхних концов пружин относительно центра масс несущего тела; I – суммарный момент инерции ротора возбудителя относительно оси вращения; m, ε – соответственно, масса возбудителя и его эксцентриситет; $L(t), R(\varphi)$ – электромагнитный момент двигателя и момент сил сопротивления вращению; g – ускорение свободного падения.

Для учета момента электродвигателя использовались:

а) упрощенная динамическая характеристика асинхронного короткозамкнутого двигателя, полученная при допущении, заключающемся в пренебрежении активным сопротивлением статора по сравнению с активным сопротивлением ротора [6]. В соответствии с [6], расхождение расчетных и экспериментальных моментов в этом случае составляет не более 10%.

Дифференциальное уравнение, описывающее изменения электромагнитного вращающего момента в асинхронном двигателе, имеет вид

$$\begin{aligned} T_D^2 \xi \ddot{L}(t) + T_D \xi \left(2 - \frac{T_D}{s} \right) \dot{L}(t) + \\ + \left(1 - \frac{T_D \xi}{s} \right) L(t) = 2\xi L_{\max} s_e, \end{aligned} \quad (2)$$

где $T_D = \frac{1}{100\pi s_{kp}}$ – электромагнитная

постоянная времени; $\xi = \frac{1}{1+s_e}$; s_e, s_{kp}, s – относительное, критическое и текущее скольжение, соответственно; L_{\max} – максимальный момент двигателя.

Отметим, что данная характеристика прежде всего использовалась для сравнительного анализа динамики моделируемых режимов движения вибрационных машин с электродвигателями разной мощности, поскольку в отличие от более сложных динамических моделей двигателей, в которых существуют проблемы с точностью определения их параметров, в эту характеристику входят лишь каталоговые данные двигателя;

б) достаточно полная система уравнений электромагнитных переходных процессов асинхронного двигателя [7]

$$\begin{aligned} \frac{di_{SA}}{dt} &= \alpha_1 (u_{SA} - R_S i_{SA}) + \alpha_2 \left(\frac{\dot{\varphi}_1}{\sqrt{3}} (\Psi_{RA} + 2\Psi_{RB}) + R_R i_{RA} \right), \\ \frac{di_{SB}}{dt} &= \alpha_1 (u_{SB} - R_S i_{SB}) - \alpha_2 \left(\frac{\dot{\varphi}_1}{\sqrt{3}} (2\Psi_{RA} + \Psi_{RB}) - R_R i_{RB} \right), \\ \frac{di_{RA}}{dt} &= -\alpha_2 (u_{SA} - R_S i_{SA}) - \alpha_3 \left(\frac{\dot{\varphi}_1}{\sqrt{3}} (\Psi_{RA} + 2\Psi_{RB}) + R_R i_{RA} \right), \\ \frac{di_{RB}}{dt} &= -\alpha_2 (u_{SB} - R_S i_{SB}) + \alpha_3 \left(\frac{\dot{\varphi}_1}{\sqrt{3}} (2\Psi_{RA} + \Psi_{RB}) - R_R i_{RB} \right). \end{aligned} \quad (3)$$

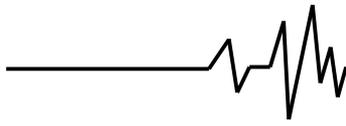
Вращающий момент на валу электродвигателя в данном случае может быть представлен в форме

$$L(t) = \sqrt{3} \cdot \frac{p_0}{\alpha_m} (i_{RA} i_{SB} - i_{RB} i_{SA}), \quad (4)$$

где $i_{RA}, i_{SB}, i_{RB}, i_{SA}$ – проекции токов статора и ротора на координатные оси; $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \alpha_m, R_S, R_R$ – параметры статора и ротора; Ψ_{RA}, Ψ_{RB} – проекции полных потокоцеплений ротора; u_{SA}, u_{SB} – напряжения статора; p_0 – число пар полюсов.

Момент сил сопротивления вращению ротора $R(\varphi_1)$ обусловлен, преимущественно, сопротивлением в подшипниках вибровозбудителя и определяется по формуле $R_1(\varphi_1) = 0,5 f^* m \varepsilon \dot{\varphi}_1^2 d$, где f^* – приведенный коэффициент трения в подшипнике; d – диаметр его внутреннего кольца.

Моделирование процесса разбега ротора дебалансного вибровозбудителя сводится к совместному численному интегрированию



уравнений механической (1) и электрической (2) или (3) подсистем (в зависимости от используемой модели двигателя) в программной среде Maple при таких значениях параметров: $M = 330 \text{ кг}$; $J = 8,02 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; $m = 30 \text{ кг}$; $\varepsilon = 0,044 \text{ м}$; $f^* = 0,004$; $d = 0,04 \text{ м}$; $l = 0,23 \text{ м}$; $b = 0,1 \text{ м}$; $\beta_x = \beta_y = 1120 \text{ кг} / \text{с}$; $\beta_\varphi = 70,3 \text{ кг} \cdot \text{м}^2 / \text{с}$; $c_y = c_x = 4,47 \cdot 10^5 \text{ Н} / \text{м}$. При этом использовались трехфазные асинхронные короткозамкнутые двигатели серии 4А с синхронной частотой вращения $n_c = 1500 \text{ об} / \text{мин}$.

Результаты моделирования. На рис. 2 представлены зависимости угловой скорости ротора во время разбега для двигателей разной мощности. Как видно из графиков, для рассматриваемых параметров колебательной системы в случае замены двигателя мощностью $P = 1,5 \text{ кВт}$ на двигатель мощностью $P = 2,2 \text{ кВт}$, «застывание» скорости ротора практически не наблюдается, при этом заметно уменьшаются как максимальные величины амплитуд колебаний несущего тела, так и промежутки времени, на протяжении которых амплитуды приобретают установившиеся значения; при мощности двигателя $P = 1,1 \text{ кВт}$ его разбег и выход на резонансный режим вращения невозможен (рис. 2, кривая 3). В то же время для двигателя такой мощности реализован разбег ротора с выходом на установившийся режим вращения с угловой скоростью, близкой к номинальной, с помощью метода «двойного пуска» (рис. 2, кривая 4).

На рис. 3 представлены временные зависимости вибрационных моментов, действующих на ротор возбудителя во время прямого пуска для двигателей с мощностями $P = 1,5 \text{ кВт}$ и $P = 1,1 \text{ кВт}$. Величина момента сил сопротивления $R(\dot{\varphi}_1)$ в этот период движения незначительна, и он заметно не влияет на динамику разгона двигателя; влияние других моментов является существенным. Однако если изменения моментов двигателя и сил веса дебаланса предсказуемы, то о вибрационном моменте этого утверждать нельзя – в зависимости от параметров колебательной системы его величина и характер могут существенно изменяться.

В начале разбега величина вибрационного момента является незначительной, и он практически не влияет на скорость вращения ротора. С увеличением частоты вращения интенсивность колебаний

несущего тела растет, и, соответственно, растет величина вибрационного момента (рис. 3). Особенно существенно увеличивается вибрационный момент, когда скорость ротора проходит частоты собственных колебаний системы. Поскольку в этот период движения он является полностью тормозящим, то возрастание скорости ротора заметно замедляется. Естественно, чем большей выбрана мощность двигателя (большее ускорение разбега), тем при высшей частоте проявляется торможение ротора и тем менее выраженным оно является (рис. 2).

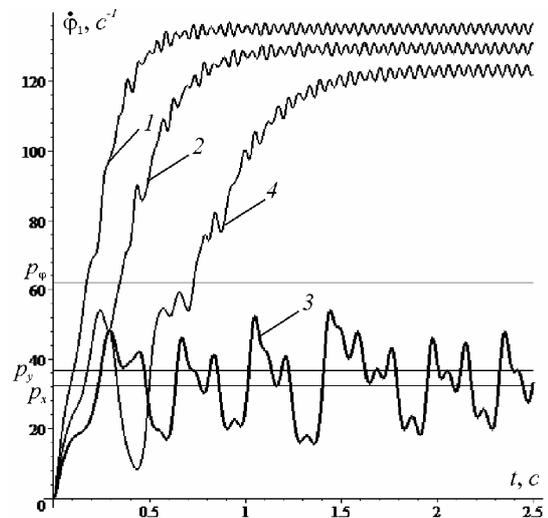


Рис. 2. Временные зависимости скорости ротора во время разбега: прямой пуск, 1 – $P = 2,2 \text{ кВт}$; 2 –

1 – $P = 1,5 \text{ кВт}$; 3 – $P = 1,1 \text{ кВт}$; «двойной пуск», 4 – $P = 1,1 \text{ кВт}$

Сразу же после выхода ротора из зоны резонансных частот вибрационный момент непременно на некоторое непродолжительное время становится вращательным, а далее его изменения приобретают затухающий характер. В итоге его колебания происходят относительно отрицательного смещенного уровня, величина которого достаточно мала и определяется сопротивлением колебаниям упругоподвешенного несущего тела (рис. 3, кривая 1). Из графика следует, что вибрационный момент является, в среднем, дополнительной динамической нагрузкой на ротор электродвигателя и что его существенное тормозящее действие проявляется в сравнительно узком околорезонансном диапазоне частот.