

УДК 621.313.333.3.018

Г. Л. АРТЕМЯН

ВИБРОНАДЕЖНОСТЬ РОТОРОВ АСИНХРОННЫХ
ДВИГАТЕЛЕЙ МАЛОЙ МОЩНОСТИ

Сформулирована задача виброндежности роторов асинхронных двигателей малой мощности, предложены аналитические модели расчета прочности, жесткости и показателей надежности роторов на стадии проектирования машины.

Ил. 2. Библиогр.: 3 назв.

Չեփոքազորի է փոքր հզորության ասինխրոն շարժիչների վերրոնաուղիության խնդիրը, առաջարկված են անոտրների ամրության, կշռության և նուսայության ցուցանիշների հաշվարկման վերլուծական մոդելներ մեքենաների նախագծման փուլում:

Виброндежность асинхронных двигателей малой мощности (АДММ) определяется совокупностью требований к его отдельным конструкционным элементам. Она из себя представляет как свойство конструкции, позволяющее за весь срок службы обеспечить выполнение двигателем своего функционального назначения и необходимых требований по вибрационной и ударной прочности, жесткости элементов соединений, стабильности выходных характеристик двигателей в процессе воздействия виброударных нагрузок (виброудароустойчивость), сохранению конструктивных форм и размеров после циклического воздействия вибраций и ударов, надежности (безотказности и долговечности).

В работах [1—3] были рассмотрены ряд частных вопросов виброндежности роторов АДММ в упомянутой выше постановке. Для расчетной оценки виброндежности двигателей в целом прежде всего необходимо выбрать наиболее приемлемую теоретическую модель расчета напряженно-деформированного состояния роторов. Известные аналитические подходы далеко не решают этот вопрос с достаточной для практики точностью. Наиболее точное моделирование условий работы роторов АДММ представляется эквивалентной схемой, приведенной на рис. 1. Ротор рассматривается как вал постоянного сечения F с распределенной массой, имитирующей массу пакета ротора. Опорам ротора (подшипники, шиты, станина) приписываются свойства инерционности (массы m_1, m_2, m_3). Предполагается, что соединения деталей в двигателе—«вал—подшипник», «подшипник—гнездо шита», «шит—станина» обладают только упругостью и демпфируемостью (коэффициенты K_1, K_2, K_3 и C_1, C_2, C_3). Влияние способа установки двигателя учитывается введением системы упругих и вязких элементов K_4 и C_4 .

Дифференциальные уравнения колебания системы будут:

$$\begin{aligned}
 EI \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} + \rho_0 F \left(1 + \frac{q}{F} \right) \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} &= p(t); \\
 m_1 \ddot{y}_1 + K_1 [y_1 - y(0, t)] + C_1 [\dot{y}_1 - \dot{y}(0, t)] + K_2 (y_2 - y_1) + \\
 &+ C_2 (\dot{y}_1 - \dot{y}_2) = 0; \\
 m_2 \ddot{y}_2 + K_2 (y_2 - y_1) + C_2 (\dot{y}_2 - \dot{y}_1) + K_3 (y_2 - y_3) + C_3 (\dot{y}_2 - \dot{y}_3) &= 0; \\
 m_1 \ddot{y}_3 + K_3 [y_3 - y(l, t)] + C_3 [\dot{y}_3 - \dot{y}(l, t)] + K_2 (y_3 - y_4) + \\
 &+ C_2 (\dot{y}_3 - \dot{y}_4) = 0; \\
 m_2 \ddot{y}_4 + K_2 (y_4 - y_3) + C_2 [\dot{y}_4 - \dot{y}_3] + K_3 (y_4 - y_5) + C_3 (\dot{y}_4 - \dot{y}_5) &= 0; \\
 m_3 \ddot{y}_5 + K_3 (y_5 - y_4) + C_3 (\dot{y}_5 - \dot{y}_4) + K_2 (y_5 - y_4) + C_2 (\dot{y}_5 - \dot{y}_4) + \\
 &+ K_1 K_3 + C_4 \dot{y}_5 = 0,
 \end{aligned} \tag{1}$$

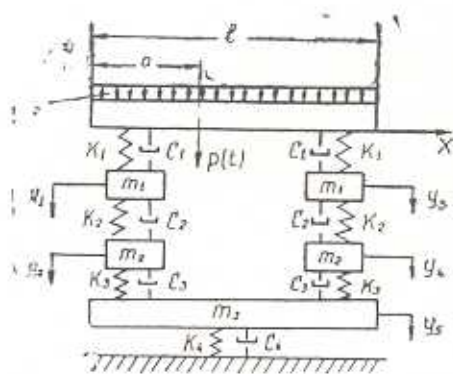


Рис. 1. Динамическая модель колебаний ротора.

где $p(t)$ — интенсивность сосредоточенной в некоторой точке $x = a$ периодической силы

$$p(t) = p_0 \sigma(x - a) \sin \omega t,$$

$$\sigma(x - a) = \begin{cases} 1, & x = a, \\ 0, & x \neq a. \end{cases}$$

Колебательное состояние ротора описывается первым уравнением системы (1).

Введя безразмерную координату $\xi = \frac{x}{l}$ взамен упомянутого уравнения, будем иметь

$$\frac{EI}{l^4} \frac{\partial^4 y}{\partial \xi^4} + \rho_0 F \left(1 + \frac{q}{F} \right) \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = p_0 \sigma(\xi - \xi_1) \sin \omega t, \tag{2}$$

где

$$\sigma(\xi - \xi_1) = \begin{cases} 1, & \xi = \xi_1 = \frac{a}{l}, \\ 0, & \xi \neq \xi_1. \end{cases}$$

Граничные условия задачи будут:

$$\left. \frac{\partial^2 y}{\partial \xi^2} \right|_{\xi=0} = \left. \frac{\partial^2 y}{\partial \xi^2} \right|_{\xi=1} = 0; \tag{3}$$

$$EI \left. \frac{\partial^3 y}{\partial \xi^3} \right|_{\xi=0} + K_1 [y(0, t) - y_1] = 0; \quad EI \left. \frac{\partial^3 y}{\partial \xi^3} \right|_{\xi=1} + K_1 [y(1, t) - y_3] = 0.$$

Решение (2) ищем в виде

$$y = \varphi_1(\xi) \sin \omega t + \varphi_2(\xi) \cos \omega t. \quad (4)$$

Подставляя в (2), получаем:

$$\frac{d^4 \varphi_1}{d\xi^4} - r^4 \varphi_1 = p_1; \quad \frac{d^4 \varphi_2}{d\xi^4} - r^4 \varphi_2 = 0. \quad (5)$$

где

$$p_1 = \frac{\rho_0 l^2 \omega^2 (\xi - \xi_1)}{EI}; \quad r^4 = \frac{\omega^2 \rho_0 F \left(1 + \frac{q}{F}\right) l^3}{EI}. \quad (6)$$

Тогда $\varphi_1(\xi)$ можно представить в виде

$$\varphi_1(\xi) = A_1 V_1(r, \xi) + A_2 V_2(r, \xi) + A_3 V_3(r, \xi) + A_4 V_4(r, \xi) + \Phi(\xi). \quad (7)$$

где

$$\Phi(\xi) = \begin{cases} 0, & \xi < \xi_1, \\ \frac{p_1}{EI} V_1(r, (\xi - \xi_1)), & \xi > \xi_1, \end{cases}$$

V_1, V_2, V_3, V_4 — функции Крылова [4].

Решение второго уравнения (5) будет:

$$\varphi_2(\xi) = A_5 V_1(r, \xi) + A_6 V_2(r, \xi) + A_7 V_3(r, \xi) + A_8 V_4(r, \xi). \quad (8)$$

Использование граничных условий (3) позволяет определить коэффициенты A_1, A_2, \dots, A_8 .

В случае, когда на ротор действует распределенная периодическая нагрузка интенсивностью q_0 и частотой ω , все вышеприведенные соотношения сохраняются, лишь в выражении (7) функция $\Phi(\xi)$ получается в виде

$$\Phi(\xi) = -\frac{p_1}{r^4} V_2(r, \xi).$$

Так как весь спектр эксплуатационных нагрузок можно представить как совокупность сосредоточенных и равномерно распределенных периодических сил, то при вышеприведенной линейной постановке задачи суперпозицией находится функция прогиба ротора при любом сочетании нагрузок, тогда дальнейший расчет напряжений осуществляется известными соотношениями теории изгиба.

Для завершения расчета виброненадежности исходными положениями являлись качественные зависимости, представленные на рис. 2. Во времени изменяются не только динамический прогиб ротора $y(t)$ и напряжения в роторе $\sigma(t)$, но и воздушный зазор между ротором и статором δ и предел упругости материала ротора $\sigma_y(t)$. Аппроксимируя представленные на рис. 2 зависимости $\delta = \delta(t)$ и $\sigma_y = \sigma_y(t)$ аналитическими функциями экспоненциального типа, получаем

$$\delta = a \exp(-\alpha t), \quad \sigma_y = b \exp(-\beta t). \quad (9)$$

Вибрационная надежность ротора по критериям сохранения прочности и жесткости для любого момента времени обеспечивается выполнением условий

$$[\delta_0 - y(0)] \left| \frac{K_1 \delta + y(t_0)}{\delta_0 - y(0)} \right|^{\frac{t}{t_0}} \leq K_j \delta, \quad z(t) \leq z_y^0 K_2^{\frac{t}{t_0}}, \quad (10)$$

где z_y^0 и δ_0 — соответственно предел упругости материала ротора и воздушный зазор в начальный момент времени; K_1 и K_2 — коэффициенты; $K_1 = 0,1$, $K_2 = 0,65 - 0,85$; t_0 — время, по истечении которого величина воздушного зазора становится меньше допустимого; t_0' — время, начиная с которого напряжения в роторе превышают предел упругости материала.

Вероятность выполнения условий (10) за период эксплуатации t можно определить по формуле

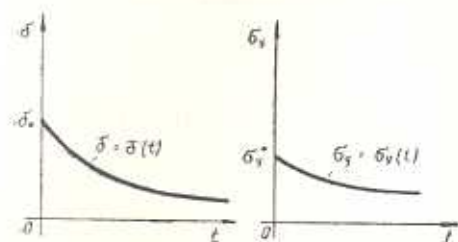
$$P = P_1(t) \cdot P_2(t),$$

где

$$P_1(t) = P\{\delta(t) \leq K_1 \delta\};$$

$$P_2(t) = P\{z(t) \leq z_y(t)\}.$$

Рис. 3. Качественные изменения воздушного зазора и предела упругости материала ротора в зависимости от длительности эксплуатации АДММ.



Принимая, что плотности распределения вероятностей P_1 и P_2 имеют экспоненциальное распределение: $P_1 = \exp[-\lambda_1 y(t)t]$, $P_2 = \exp[-\lambda_2 z(t)t]$ и используя данные испытаний на надежность более 300 АДММ, проведенных в лаборатории надежности НИИЭлектромаш, для величин интенсивности отказов были получены значения $\lambda_1 = 10^{-8}$, $\lambda_2 = 12,5 \cdot 10^{-8}$ при размерностях $y(t)$ и $z(t)$ соответственно $[мк]$ и $[кг/мм^2]$. Тогда вероятность безотказной работы $P(t)$ и долговечность ротора $T(t)$ в часах определяется формулами

$$P(t) = \exp\{-[y(t) + 12,5z(t)] \cdot 10^{-8} t\}, \quad (11)$$

$$T(t) = \frac{10^8}{y(t) + 12,5z(t)}.$$

Формулы (11) позволяют при известных значениях динамического прогиба и напряжений ротора определить показатели безотказности и долговечности ротора АДММ для произвольной наработки.

ЛИТЕРАТУРА

1. Артемьян Г. Л. Исследование технологических напряжений короткозамкнутых роторов асинхронных электродвигателей малой мощности // Тр. 1 НТК НИИЭлектромаш.—Ереван, 1974.—ч. II.—С. 74—88.
2. Артемьян Г. Л. К вопросу вибронадежности роторов асинхронных двигателей малой мощности // Изв. вузов. Электромеханика.—№ 9.—1989.—С. 43—49.

3. Артемьян Г. Л. Виброполезность роторов асинхронных двигателей малой мощности//Тез. докл. V Всесоюз. НТК «Динамические режимы работ электрических машин и электроприводов».—Каунас, 1988.—Ч. I.—С. 9—10.
4. Филиппов А. П. Колебания деформируемых систем.—М.: Машиностроение, 1970.—734с.

Изв. АН АрмССР (сер. ТН), т. XLII, № 5, 1989, с. 213—218

МАШИНОСТРОЕНИЕ

УДК 620.194.8

М. Г. СТАКЯН, Г. А. МАНУКЯН

О ФОРМЕ КРИВОЙ КОРРОЗИОННОЙ УСТАЛОСТИ
ПРИ СЛОЖНОМ НАГРУЖЕНИИ

Дана сравнительная оценка соответствия различных моделей коррозионно-усталостного разрушения реальному физическому процессу. Предложена модель в виде двух семейства кривых коррозионной усталости, имеющих разный наклон в зонах высоких и низких перенапряжений и точку перелома в области $N = 1-3 \cdot 10^6$ циклов. Проведены массовые испытания на коррозионную усталость при комбинированном действии циклически нормальных и статически касательных напряжений и произведено статистическое исследование параметров сопротивления усталости. Дана сравнительная оценка точности предложенной модели по ограниченным пределам циклоустойчивости и циклической долговечности и показано, что её применение уточняет вероятностные значения этих величин соответственно в (1,05—1,25) и (1,25—3,5) раз.

Ил. 2. Табл. 1. Библиогр.: 7 назв.

Տրված է կոտորան հոգնածային բաշխման տարրեր մոդելների իրական ֆիզիկական պրոցեսին համապատասխանելու համեմատական գնահատականը: Առաջարկված է մոդել՝ կոտորան հոգնածային կորերի երկու ընտանիքների տեսքով, որոնք բարձր և ցածր զերտարժեքների դոման ունեն տարրեր թեթևածախյունների և բեկման կետ $N = 1-3 \cdot 10^6$ ցիկլների միջակայքում: Համասեղ գործող ցիկլային նորմալ և ստատիկ շրջափող շարժումների զեպրում կատարված են կոտորան հոգնածային զանգվածային փորձարկումներ և իրագործված է հոգնածային գնահատության պարամետրերի գնահատական հետազոտումը: Կատարված է ստատիստիկական մոդելի նշանային համեմատական գնահատումը ըստ գնահատմանային սահմանի ու ցիկլային երկարակեցության և ցույց է արված, որ դրանց հաճախական արժեքները մոդելի կիրառման զեպրում նշանով են համապատասխանարար (1,05—1,25) և (1,25—3,5) անգամ:

Исследование сопротивления коррозионной усталости с целью уточнения расчетных методик на прочность и долговечность деталей машин, работающих в условиях коррозионных сред (прокатное, буровое и камнерезное оборудование, строительно-дорожные машины, морской и речной транспорт и др.), имеет важное народохозяйственное значение, т. к. коррозионные разрушения составляют около 30% из общего числа отказов в промышленности [1] и в связи с интенсивным освоением новых регионов страны, увеличением производительности машин и технологического оборудования имеют тенденцию роста.