

УДК 621.313.333.3.018

Г. Л. АРТЕМЯН

ВИБРОНАДЕЖНОСТЬ РОТОРОВ АСИНХРОННЫХ
ДВИГАТЕЛЕЙ МАЛОЙ МОЩНОСТИ

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

Ил. 2. Библиогр.: 3 назв.

Չվահրաճիված է փոքր հզորության ասինխրոնային մոտորների դիրքանախագիծային խնդրի, առաջարկված են օտարների ամրության, կոշտության և ցուցանիչների ցուցանիչների վերաբերյալի վերաբերյալի մոդելներ մեքենաների նախագծման փուլում:

Виброненадежность 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 виброненадежности роторов АДММ в упомянутой выше постановке. Для расчетной оценки виброненадежности 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, шты, станина) приписываются свойства инерционности (массы m_1, m_2, m_3). Предполагается, что соединения деталей в двигателе—«вал—подшипник», «подшипник—гнездо шты», «шты—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:

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

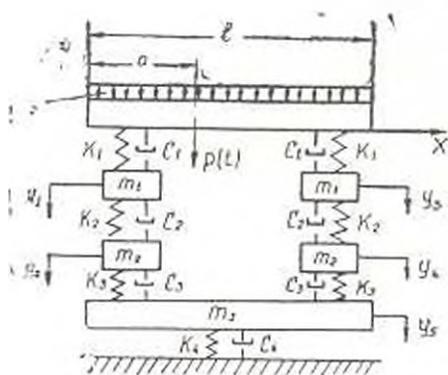


Рис. 1. Динамическая модель колебаний ротора.

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

$$\begin{aligned}
 p(t) &= p_0 \delta(x - a) \sin \omega t, \\
 \delta(x - a) &= \begin{cases} 1, & x = a, \\ 0, & x \neq a. \end{cases}
 \end{aligned}$$

Колебательное состояние ротора описывается первым уравнением системы (1).

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

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

где

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

Граничные условия задачи будут:

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

$$EI \left. \frac{\partial^3 y}{\partial \xi^3} \right|_{\xi=0} + K_1 [y(0, t) - y_1] = 0; \quad EI \left. \frac{\partial^3 y}{\partial \xi^3} \right|_{\xi=1} + K_1 [y(1, t) - y_5] = 0.$$

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

$$p_1 = \frac{p_0 l^3 \sigma (\xi - \xi_1)}{EI}; \quad r^4 = \frac{\omega^2 \rho_0 F \left(1 + \frac{q}{F}\right) l^3}{EI}. \quad (6)$$

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

$$\Phi(\xi) = -\frac{D_1}{r} V_2(r, \xi).$$

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 вибронадежности исходными выражениями являлись качественные зависимости, представленные на рис. 2. Во времени изменяются не только динамический прогиб ротора $w(t)$ и напряжения в роторе $\sigma(t)$, но и воздушный зазор между ротором и статором δ и предел упругости материала ротора $\sigma_B(t)$. Упрощая представленные на рис. 2 зависимости $\delta = \delta(t)$ и $\sigma_B = \sigma_B(t)$ аналитическими функциями экспоненциального типа, получаем

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

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

$$|\delta_0 - y(0)| \left| \frac{K_1 \delta - y(t_0)}{\delta_0 - y(0)} \right|^{\frac{1}{\varepsilon}} < K_2 \delta, \quad z(t) \leq \varepsilon'' K_2 t_0^{\frac{1}{\varepsilon}}, \quad (10)$$

где ε' и ε'' — соответственно предел упругости материала ротора и 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.

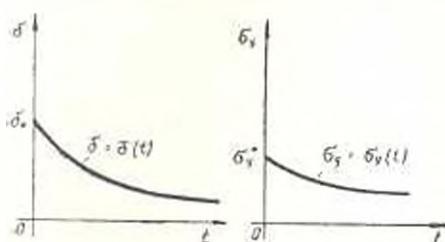


Рис. 3. Качественные изменения воздушного зазора и предела упругости материала ротора в зависимости от длительности эксплуатации АДММ.

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

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

где

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

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

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 $[\mu\text{к}]$ и $[\text{кг м.м}^2]$. 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. Артемья Г. Л. Исследование технологических напряжений короткозамкнутых роторов асинхронных электродвигателей малой мощности // Тр. I ИТК НИИЭлектромаш. — Ереван, 1974. — ч. II. — С. 74—88.
2. Артемья Г. Л. К вопросу вибрационной надежности роторов асинхронных двигателей малой мощности // Изв. вузов. Электромеханика. — № 9. — 1989. — С. 43—49.

3. Артемьян Г. А. Виброакустичность вращающихся двигателей малой мощности // Тез. докл. V Всесоюз. НТК «Динамические режимы работы электромашин и электроприводов». — Каунас, 1988. — Ч. 1 — 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 семейств кривых коррозионной усталости, имеющих разный наклон в области 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 сравнению с результатами экспериментальной и статистической долговечности и показано, что её применение уточняет расчетные значения этих величин соответственно на 1,05—1,25 и 1,25—3,5 раз.

Ил. 2. Табл. 1. Библиогр. 7 назв.

Տրված է հոսողին լոցնումային բաղադրակ տարրեր մոդելների իրական ֆիզիկական պրոցեսին համապատասխանելու համեմատական գնահատականը Առաջարկված է մոդել՝ զուտորին լոցնումային կրկնի կրկն բևաներենների տևարով, որոնք բարձր և ցածր ղեկարավների գոտում սենն տարրեր թեքվածություններ և բևան հետ $N = 1-3 \cdot 10^6$ ցիկլերի միջափայրում: Համասեղ գործող սրկային նորմալ և ստատիկ շոշափող բարտներին ղեկարավ հատարված ևև հոսողին լոցնումային ցանցվածային փորձարկումներ և իրագործված է լոցնումային ղեկարավային պարաներերի մեխանոգրական նետադրտումը: Կատարված է անտարկված մոդելի հասարկան համեմատական ղեկարավում բար ղեկարակումային ստատիկ և սրկային կրկնարկացություն և ղեկարավ և արված, որ որակն նախանկան արժեքները մոդելի կիրառման ղեկարավ ցածրած ևև նամտարտասխանարտը (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, строительво-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.