

ЭЛЕКТРОТЕХНИКА

Г. Л. АРТЕМЯН, А. А. ИСКАНДАРЯН

К ВОПРОСУ О ДИНАМИЧЕСКОЙ ПРОЧНОСТИ
ОПОРНЫХ ОСНОВАНИЙ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ
МАШИН МАЛОЙ МОЩНОСТИ

Корпуса электрических машин (ЭМ) имеют два специальных опорных основания (лапы), при помощи которых они устанавливаются в различных механизмах и агрегатах. В процессе работы в ЭМ возникает спектр силовых импульсов периодического и непериодического характера. Внешняя среда дополнительно накладывает вибрационные нагрузки в широком диапазоне частот (до 1000 Гц) и ускорений (до 150 g).

Опорные основания ЭМ являются элементами, которые непосредственно воспринимают вибронатрузки эксплуатационной среды. Виброакустическое и прочностное состояния ЭМ во многом зависят от частот собственных колебаний (ЧСК) опорных оснований. На этапе конструирования ЭМ расчетная оценка вибропрочности ЧСК опорных оснований, как правило, не выполняется. Это объясняется отсутствием достаточно жестких требований по уровню собственных вибраций ЭМ и большим запасом прочности этого узла к воздействию вибрационных нагрузок. С другой стороны, в настоящее время в СССР и за рубежом, показателям материалоемкости, шума и вибрации придается весьма существенное значение при оценке общего технического уровня ЭМ. Тенденция снижения этих показателей выдвигает задачи уменьшения вибрационной активности и максимального использования конструктивных запасов прочности основных узлов ЭМ. Решение этих задач, в первую очередь, реализуется на этапе конструирования машины и оно связано с разработкой соответствующих расчетных методик. Последние также необходимы для оценки вибропрочности элементов на стадии проектирования ЭМ.

Попытка применения известных расчетных схем колебаний прямоугольных пластинок [1—4] для теоретической оценки вибропрочности ЧСК опорных оснований ЭМ не привела к положительным результатам: расчетные значения ЧСК на 60 ± 80% отличались от данных эксперимента. Наиболее приемлемой, с точки зрения точности практического применения, оказалась схема представления опорных оснований ЭМ в виде прямоугольной пластинки с одним защемленным, двумя свободно опираемыми и одним свободным краями (рис.).

Располагая оси X и Y в срединной плоскости пластинки, а ось Y направляя вертикально, уравнение колебания каждого опорного основания запишется в виде:

$$\frac{\partial^4 W}{\partial x^4} + 2 \frac{\partial^4 W}{\partial x^2 \partial y^2} + \frac{\partial^4 W}{\partial y^4} + sh D \frac{\partial^2 W}{\partial t^2} = \frac{q}{D}, \quad (1)$$

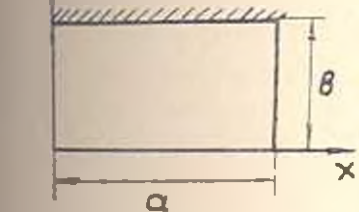


Рис.

где $q = A \sin \omega t$ — нагрузка на единицу поверхности пластинки; ω — частота внешней силы; $W(x, y, t)$ — отклонение точки (x, y) от положения равновесия; $h, D = \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)}$ — толщина и цилиндрическая жесткость пластинки.

Решение уравнения ищем в виде:

$$W(x, y, t) = \sum_{n=1}^{\infty} \left[A_n \operatorname{ch} \frac{y}{a} \alpha_{1n} + B_n \operatorname{sh} \frac{y}{a} \alpha_{1n} + C_n \operatorname{sh} \frac{y}{a} \alpha_{2n} + D_n \operatorname{ch} \frac{y}{a} \alpha_{2n} + K_n \right] \sin \frac{n\pi x}{a} \sin \omega t, \quad (2)$$

где

$$\alpha_{1n} = \sqrt{n^2 \pi^2 - \beta^2}; \quad \alpha_{2n} = \sqrt{n^2 \pi^2 + \beta^2}; \quad K_n = \frac{\Delta a^4 (\cos n\pi - 1)}{D n \pi (n^4 \pi^4 - \beta^2)}; \quad \beta^2 = \frac{a^4 \gamma \omega^2 h}{D}, \quad (3)$$

Коэффициенты A_n, B_n, C_n и D_n определяются из граничных условий:

$$\frac{\partial^2 W}{\partial x^2} + \nu \frac{\partial^2 W}{\partial y^2} = 0, \quad W(x, y, t) = 0, \quad \text{при } x = 0 \text{ и } x = a;$$

$$\frac{\partial W}{\partial y} = W(x, y, t) = 0, \quad \text{при } y = b; \quad (4)$$

$$\nu \frac{\partial^3 W}{\partial x^3} + \frac{\partial^3 W}{\partial y^3} = 0, \quad \frac{\partial^3 W}{\partial x^2 \partial y} (2 - \nu) - \frac{\partial^4 W}{\partial y^4} = 0 \quad \text{при } y = 0$$

и имеют вид:

$$A_n = K_n \frac{n^2 \pi^2 \nu [\alpha_{1n} \alpha_{2n} \{\beta^2 - n^2 \pi^2 (1 - \nu)\} - \alpha_{2n} \{\beta^2 - n^2 \pi^2 (1 - \nu)\}] \times}{- 2 \alpha_{1n} \alpha_{2n} [\beta^2 + n^2 \pi^2 (1 - \nu)] [\beta^2 - n^2 \pi^2 (1 - \nu)] +} \\ \times [- \alpha_{1n} \operatorname{ch} \mu_{1n} \operatorname{ch} \mu_{2n} + \alpha_{2n} \operatorname{sh} \mu_{1n} \operatorname{sh} \mu_{2n}] + \alpha_{2n} \alpha_{1n} [\beta^2 + n^2 \pi^2 (1 - \nu)] \{ [\beta^2 + n^2 \pi^2 (1 - \nu)]^2 \alpha_{2n} (\alpha_{2n} \operatorname{sh} \mu_{1n} \operatorname{sh} \mu_{2n} - \alpha_{1n} \operatorname{ch} \mu_{2n} \operatorname{ch} \mu_{1n}) + \\ \times (1 - \nu)] \operatorname{ch} \mu_{1n} + [\beta^2 - n^2 \pi^2 (1 - \nu)] \operatorname{ch} \mu_{1n} \} \\ + [\beta^2 + n^2 \pi^2 (1 - \nu)]^2 \alpha_{1n} (- \alpha_{2n} \operatorname{ch} \mu_{1n} \operatorname{ch} \mu_{2n} + \alpha_{1n} \operatorname{sh} \mu_{1n} \operatorname{sh} \mu_{2n}) \\ B_n = K_n \frac{[\beta^2 - n^2 \pi^2 (1 - \nu)] \alpha_{2n} n^2 \pi^2 \nu [\alpha_{2n} \operatorname{sh} \mu_{2n} \operatorname{ch} \mu_{1n} - \alpha_{1n} \operatorname{ch} \mu_{2n} \operatorname{sh} \mu_{1n}] -}{- 2 \alpha_{2n} \alpha_{1n} [\beta^2 + n^2 \pi^2 (1 - \nu)] [\beta^2 - n^2 \pi^2 (1 - \nu)] +}$$



$$\frac{-\alpha_{2n} [\beta - n^2 \pi^2 (1 - \nu)] [\alpha_{1n} \operatorname{sh} \mu_{2n} [\beta - n^2 \pi^2 (1 - \nu)] + \alpha_{1n} [\beta + n^2 \pi^2 (1 - \nu)] + [\beta - n^2 \pi^2 (1 - \nu)]^2 \alpha_{2n} \operatorname{sh} \mu_{1n} \operatorname{sh} \mu_{2n} - \alpha_{1n} \operatorname{ch} \mu_{1n} \operatorname{ch} \mu_{2n}] + [\beta + n^2 \pi^2 (1 - \nu)]^2 \alpha_{1n} \{ \alpha_{1n} \operatorname{sh} \mu_{1n} \operatorname{sh} \mu_{2n} - \alpha_{2n} \operatorname{ch} \mu_{1n} \operatorname{ch} \mu_{2n} \}}{2 \alpha_{1n} \alpha_{2n} [\beta^2 - n^4 \pi^4 (1 - \nu)^2] + \alpha_{2n} [\beta - n^2 \pi^2 (1 - \nu)]^2 (\alpha_{2n} \operatorname{sh} \mu_{2n} \operatorname{sh} \mu_{1n} - [\beta - n^2 \pi^2 (1 - \nu)] \alpha_{1n} \operatorname{sh} \mu_{1n}) - \alpha_{1n} \operatorname{ch} \mu_{1n} \operatorname{ch} \mu_{2n} - [\beta + n^2 \pi^2 (1 - \nu)]^2 \alpha_{1n} \operatorname{sh} \mu_{1n}}; \quad (9)$$

$$C_n = K_n \frac{[\beta + n^2 \pi^2 (1 - \nu)] \alpha_{1n} \{ n^2 \pi^2 \nu (\alpha_{2n} \operatorname{sh} \mu_{2n} \operatorname{ch} \mu_{1n} - \alpha_{1n} \operatorname{sh} \mu_{1n} \operatorname{ch} \mu_{2n}) - 2 \alpha_{2n} \alpha_{1n} [\beta^2 - n^4 \pi^4 (1 - \nu)^2] + \alpha_{2n} [\beta - n^2 \pi^2 (1 - \nu)]^2 (\alpha_{2n} \operatorname{sh} \mu_{2n} \operatorname{sh} \mu_{1n} - [\beta - n^2 \pi^2 (1 - \nu)] \alpha_{1n} \operatorname{sh} \mu_{1n}) - \alpha_{1n} \operatorname{ch} \mu_{1n} \operatorname{ch} \mu_{2n} - [\beta + n^2 \pi^2 (1 - \nu)]^2 \alpha_{1n} (\alpha_{1n} \operatorname{sh} \mu_{1n} \operatorname{sh} \mu_{2n} - \alpha_{2n} \operatorname{ch} \mu_{1n} \operatorname{ch} \mu_{2n}) \}}{2 \alpha_{1n} \alpha_{2n} [\beta^2 - n^4 \pi^4 (1 - \nu)^2] + \alpha_{2n} [\beta - n^2 \pi^2 (1 - \nu)]^2 (\alpha_{2n} \operatorname{sh} \mu_{2n} \operatorname{sh} \mu_{1n} - [\beta - n^2 \pi^2 (1 - \nu)] \alpha_{1n} \operatorname{sh} \mu_{1n}) - \alpha_{2n} \operatorname{ch} \mu_{1n} \operatorname{ch} \mu_{2n} - [\beta + n^2 \pi^2 (1 - \nu)]^2 \alpha_{1n} \operatorname{sh} \mu_{1n}} - \alpha_{2n} [\beta - n^2 \pi^2 (1 - \nu)] + \alpha_{2n} \alpha_{1n} [\beta - n^2 \pi^2 (1 - \nu)] [\beta + n^2 \pi^2 (1 - \nu) \operatorname{ch} \mu_{2n} - \alpha_{1n} \operatorname{ch} \mu_{1n} \operatorname{ch} \mu_{2n}] - \alpha_{1n} [\beta + n^2 \pi^2 (1 - \nu)]^2 (\alpha_{1n} \operatorname{sh} \mu_{1n} \operatorname{sh} \mu_{2n} - \alpha_{2n} \operatorname{ch} \mu_{1n} \operatorname{ch} \mu_{2n}) + [\beta - n^2 \pi^2 (1 - \nu)] \operatorname{ch} \mu_{1n} - \alpha_{2n} \operatorname{ch} \mu_{1n} \operatorname{ch} \mu_{2n} \} ,$$

$$\text{где } \mu_{1n} = \alpha_{1n} \frac{b}{a} \quad \text{и} \quad \mu_{2n} = \alpha_{2n} \frac{b}{a} .$$

Изгибающие напряжения будут:

$$\sigma_1 = \frac{6D}{h^2} \sin \omega t \sum_{n=1}^{\infty} \sin \frac{n\pi x}{a} \left\{ \frac{n^2 \pi^2 (\nu - 1) - \beta}{a^2} [A_n \operatorname{ch} \gamma_{1n} + B_n \operatorname{sh} \gamma_{1n}] + \frac{n^2 \pi^2 (\nu - 1) + \beta}{a^2} [C_n \operatorname{sh} \gamma_{2n} + D_n \operatorname{ch} \gamma_{2n}] - \frac{n^2 \pi^2}{a^2} \right\};$$

$$\sigma_2 = \frac{6D}{h^2} \sin \omega t \sum_{n=1}^{\infty} \sin \frac{n\pi x}{a} \left\{ \frac{n^2 \pi^2 (\nu - 1) - \beta}{a^2} [A_n \operatorname{ch} \gamma_{1n} + B_n \operatorname{sh} \gamma_{1n}] + \frac{n^2 \pi^2 (\nu - 1) + \beta}{a^2} [C_n \operatorname{sh} \gamma_{2n} + D_n \operatorname{ch} \gamma_{2n}] - \frac{\nu n^2 \pi^2}{a^2} \right\}, \quad (10)$$

$$\text{где } \gamma_{1n} = \alpha_{1n} \frac{y}{a} \quad \text{и} \quad \gamma_{2n} = \alpha_{2n} \frac{y}{a} .$$

ЧСК определяются из уравнения:

если $\beta \leq n^2 \pi^2$,

$$n^2 \pi^2 [\beta^2 (2\nu - 1) + n^4 \pi^4 (1 - \nu)^2] \operatorname{sh} \mu_{2n} \operatorname{sh} \mu_{1n} - \alpha_{1n} \alpha_{2n} [\beta^2 + n^4 \pi^4 (1 - \nu)^2] \operatorname{ch} \mu_{2n} \operatorname{ch} \mu_{1n} - \alpha_{1n} \alpha_{2n} [\beta^2 - n^4 \pi^4 (1 - \nu)^2] = 0;$$

если $\beta > n^2 \pi^2$,

$$n^2 \pi^2 [\beta^2 (2\nu - 1) - n^4 \pi^4 (1 - \nu)^2] \sin \mu_{2n} \operatorname{sh} \mu_{1n} - \sqrt{\beta^2 - n^4 \pi^4} [\beta^2 + n^4 \pi^4 (1 - \nu)^2] \cos \mu_{1n} \operatorname{ch} \mu_{2n} + \sqrt{\beta^2 - n^4 \pi^4} [n^4 \pi^4 (1 - \nu)^2 - \beta^2] = 0.$$

Для оценки применимости полученных теоретических результатов в таблице приведены расчетные значения ЧСК и максимальные напряжения (для I формы колебаний) и их экспериментальные значения для электродвигателя типа 4АА63, на базе которого в настоящее время

Таблица

Частота собственных колебаний, Гц		Максимальное напряжение, кг/см ²	
расчетная	экспериментальная	расчетное	экспериментальное
495,2	481	250	290

НИИЭЛЕКТРОМАШ разрабатывает перспективную серию машин соответствующей мощности.

Исходные значения параметров были следующими:

$$a=8,5 \text{ см}; b=2,3 \text{ см}; h=0,7 \text{ см}; E=0,7 \cdot 10^9 \text{ кг/см}^2; \nu=2,7 \cdot 10^{-3} \text{ кг/см}^3; \\ \gamma=0,33; x=[0; 8,5]; y=[0; 2,3]; f=100 \text{ Гц}; \omega=628 \text{ 1/с}; \\ D=44571,9 \text{ кг/см}; K=-0,132; \gamma_{11}=0,72; \gamma_{21}=4,38; \gamma_{11}=0,19; \\ \mu_{11}=1,19; A=1,8781 \text{ кг/см}^2.$$

Полученные формулы также могут быть применены для оценки вибрационной прочности и резонансных частот опорных оснований всех видов ЭМ малой мощности на стадии их проектирования.

НИИ ЭЛЕКТРОМАШ

Поступило 27 XI 1979

Д. И. АРСЕНЦОВ, В. В. БОДУНОВ

ФОНД ЭКОНОМИКИ, ТЕХНОЛОГИИ И БИЗНЕСА
ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКО-ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЦЕНТР

В. Д. П. П. П. П.

Հիմնարկան մեքենաների հենարանային մակերևույթները ներկայացված են ուղղանկյուն թիթեղի տեսքով, որի մի կողմը ամրակցված է, երկուսը ազատ հենված են, իսկ չորրորդը ազատ է: Ցուցված են բանաձևեր դիրքագրման ուժերի ազդեցության տակ դռնվող հենարանի լարվածային դիժակի զննարկման գնահատման և մեքենայի նախադժման ընթացքում նրա սեփական սառանումների համախառնությունների հաշվարկման համար:

Հատարվել է հաշվարկային և փորձնական արդյունքների համեմատում:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Филиппов А. П. Колебания деформируемых систем. М., «Машиностроение», 1970.
2. Тимошенко С. П. Колебания в инженерном деле. М., Физматгиз, 1959.
3. Гонткевич В. С. Собственные колебания пластин и оболочек. Киев, изд. «Наук. думка», 1964.
4. Стретт Дж. В. (Лорд Рэлей). Теория звука. Т. 1, М., Гостехиздат, 1955.