З.А. БЕЛЛУЯН

МЕТОДИКА РАСЧЕТА НАДЕЖНОСТИ ПОДШИПНИКОВЫХ УЗЛОВ СИНХРОННЫХ ГЕНЕРАТОРОВ

Приводятся методы расчета надежности подшипниковых узлов синхронных генераторов, учитывающие их конструкторско-технологические и эксплуатационные особенности, усталостное разрушение подшипника, потери свойств смазки, отклонения величин зазора и перекоса угла наклона. Проведено сравнение расчетных данных с данными эксплуатации.

Ключевые слова: надежность, усталостное разрушение, смазка, зазор, перекося, сравнение, эксплуатация.

Анализ многочисленных исследований показывает, что надежность подшипниковых узлов зависит от состояния смазки, конструкторско-технологических неточностей, скорости вращения и режима нагрузки [1].

Вероятность безотказной работы подшипникового узла синхронных генераторов определяется по формуле [1,2]

$$P_{\text{под}}(t) = P_{\text{УВ}}(t) \cdot P_{\text{СМ}}(t) \cdot P(g_{\text{мин}} \leq g \leq g_{\text{макс}}) \cdot P(\varphi \leq \varphi_{\text{макс}}), \quad (1)$$

где $P(g_{\text{мин}} \leq g \leq g_{\text{макс}})$, $P(\varphi \leq \varphi_{\text{макс}})$, $P_{\text{УВ}}(t)$ и $P_{\text{СМ}}(t)$ - соответственно вероятности безотказной работы, обусловленные отклонениями величин зазора и перекося, усталостным разрушением подшипника и потерями свойств смазки.

Исследования, проведенные для электрических машин, показали, что для синхронных генераторов с частотой вращения до 3000 об/мин и массой ротора m (400 кг значения $P(g_{\text{мин}} \leq g \leq g_{\text{макс}})$ и $P(\varphi \leq \varphi_{\text{макс}})$ колеблются от 0,97 до 0,99, поэтому при расчете надежность можно принять равной 1. Тогда формула (1) примет вид

$$P_{\text{под}}(t) = P_{\text{УВ}}(t) \cdot P_{\text{СМ}}(t). \quad (2)$$

Для электрических машин с частотой вращения выше 3000 об/мин и для машин постоянного тока с массой ротора $m \geq 1000$ кг вероятность безотказной работы определяется формулой (1) и все составляющие имеют одинаковое значение, что необходимо учесть при расчете.

На величину рабочего зазора подшипника влияют: характер посадки внутреннего и наружного колец подшипника на вал и в корпус; величина углового смещения колец подшипника; перепад температуры между наружным и внутренним кольцами.

1. Вероятность безотказной работы, обусловленная отклонением величины радиального зазора, определяется по формуле [1,2]

$$P(g_{\min} \leq g \leq g_{\max}) = \Phi \left[\frac{g_{\max} - \bar{m}(g_p)}{\sigma_{др}} \right] - \Phi \left[\frac{g_{\min} - \bar{m}(g_p)}{\sigma_{др}} \right], \quad (3)$$

где $g_{\min}$ и $g_{\max}$ - величины минимального и максимального допустимых зазоров подшипника в установившемся режиме его работы ($g_{\min} = 3 \text{ мкм}$, $g_{\max}$ - согласно [2,3]); $\bar{m}(g_p)$ - математическое ожидание внутреннего зазора подшипника.

Математическое ожидание радиального зазора определяется в виде

$$\bar{m}(g_p) = \bar{m}(g_i) - \bar{m}(\Delta g_n) - \bar{m}(\Delta g_t) + \bar{m}(\delta_r), \quad (4)$$

$$\bar{m}(g_i) = (g_{н.макс} + g_{н.мин}) / 2, \quad (5)$$

где $g_{н.макс}$ и $g_{н.мин}$ - максимальный и минимальный наружные зазоры подшипника.

Величина $\bar{m}(\Delta g_n)$ определяется по формуле

$$\bar{m}(\Delta g_n) = \bar{m}(\Delta g_{пв}) + \bar{m}(\Delta g_{пн}), \quad (6)$$

где $\bar{m}(\Delta g_{пв})$ и $\bar{m}(\Delta g_{пн})$ - математические ожидания величин уменьшения зазора от посадочного натяга внутреннего и наружного колец, равные

$$\bar{m}(\Delta g_{пв}) = \left[\frac{1}{2} (H_{в.наиб} + H_{в.наим}) - (\Delta H_{1в} + \Delta H_{2в}) \right] \frac{d_1}{d}, \quad (7)$$

$$\bar{m}(\Delta g_{пн}) = \left[\frac{1}{2} (H_{к.наиб} + H_{к.наим}) - (\Delta H_{1к} + \Delta H_{2к}) \right] \frac{D}{D_1}. \quad (8)$$

Здесь $H_{в.наиб}$, $H_{в.наим}$, $H_{к.наиб}$, $H_{к.наим}$ - соответственно наибольшие и наименьшие величины натягов в соединениях подшипник-вал и подшипник-корпус по таблицам посадок [1,2]; $\Delta H_{1в}$, $\Delta H_{2к}$ - соответственно изменение натяга вследствие уменьшения высоты неровностей R_z при посадке подшипника на вал и в корпус; $\Delta H_{2в}$, $\Delta H_{1к}$ - соответственно изменение натяга при нагреве элементов подшипника в соединениях подшипник-вал и подшипник-корпус; d, d_1 - соответственно внутренний и наружный диаметры внутреннего кольца подшипника; D, D_1 - соответственно наружный и внутренний диаметры наружного кольца подшипника.

Математическое ожидание величины изменения радиального зазора подшипника от перепада температур между внутренним и наружным кольцами определяется в виде [1]

$$\bar{m}(\Delta g_t) = \alpha_T \cdot d_o \cdot \bar{m}(\Delta t), \quad (9)$$

где α_T - коэффициент линейного температурного расширения; d_o - средний диаметр подшипника; $\bar{m}(\Delta t)$ - математическое ожидание передачи температур между кольцами.

Математическое значение изменения радиального зазора подшипника от деформации под нагрузкой определяется в виде [1,2]

$$\bar{m}(\delta_r) = \bar{m}(\delta_{r'}) + \bar{m}(\delta_{r''}). \quad (10)$$

Значение $\bar{m}(\delta_{r'})$ определяется по формуле

$$\bar{m}(\delta_{r'}) = \beta_r \cdot \delta_{r_0} - \bar{m}(g_r) \cdot 1/2, \quad (11)$$

где β_r - коэффициент, учитывающий величину натяга или зазора в подшипнике; δ_{r_0} - радиальная податливость (деформация) наиболее нагруженного тела качения при нулевом зазоре; $\bar{m}(g_r)$ - математическое ожидание зазора подшипника после посадки его на вал.

Величина δ_{r_0} для радиальных шарикоподшипников определяется в виде [1,2]

$$\delta_{r_0} = 5,85 \cdot \left(\frac{F_r}{i \cdot Z} \right)^{2/3} \cdot \frac{1}{D_T^{1/3}}, \quad (12)$$

где F_r - радиальная нагрузка, кгс; D_T - диаметр тел качения, мм; Z - число тел качения в одном подшипнике; i - число рядов тел качения.

Значение коэффициента β определяется согласно [1,2].

Значение $\bar{m}(\delta_{r''})$ определяется по формуле [1,2]

$$\bar{m}(\delta_{r''}) = \frac{4 \cdot F_r \cdot \bar{m}(K)}{\pi d B} \cdot \left(1 + \frac{d}{D} \right), \quad (13)$$

где B - ширина подшипника;

$$\bar{m}(K) = 0,5(K_{\min} + K_{\max}).$$

Для шарикоподшипников $K_{\min} = 0,005 \text{ мм}^2/\text{кгс}$, $K_{\max} = 0,025 \text{ мм}^2/\text{кгс}$.

Среднее квадратическое отклонение радиального зазора подшипника определяется по формуле [1,2]

$$\sigma(g_p) = \sqrt{D(g_p)},$$

где $D(g_p)$ - дисперсия рабочего зазора подшипника, равная

$$D(g_p) = D(g_H) + D(\Delta g_{II}) + D(\Delta g_t) + D(\delta_r), \quad (14)$$

$D(g_H), D(\Delta g_t), D(\Delta g_{II}), D(\delta_r)$ - соответственно дисперсии: начального зазора, изменения величины зазора от посадочного натяга, от перепада температур между кольцами и радиальной деформации под ее нагрузкой, метод определения значений которых приведен в [1,2]

2. Вероятность безотказной работы подшипникового узла, обусловленная перекосами подшипника, определяется по формуле [1,2]

$$P(\varphi \leq \varphi_{\max}) = 0,5 + \Phi \left(\frac{\bar{\varphi}_{\Sigma}}{\sigma_{\varphi_{\Sigma}}} \right), \quad (15)$$

где $\bar{\varphi}_{\Sigma}$ - математическое ожидание отклонения суммарного угла перекоса:

$$\bar{\Phi}_{\Sigma} = \sum_{j=1}^{N_n} \Phi_j, \quad (16) \quad N_n -$$

число причин отклонений взаимного расположения поверхностей; Φ_j - взаимное расположение j -го отклонения поверхностей подшипника, равное

$$\Phi_j = \arctg \delta_j / R_j. \quad (17)$$

Здесь R_j - расстояние между соответствующими контактирующими поверхностями; δ_j - отклонение размеров посадочных поверхностей подшипника.

Среднее квадратическое отклонение суммарного угла перекоса $\sigma_{\Phi_{\Sigma}}$ определяется по формуле [1,2]

$$\sigma_{\Phi_{\Sigma}} = \sigma_{\Phi_{\Sigma_{нар}}} + \sigma_{\Phi_{\Sigma_{вн}}}, \quad (18)$$

где $\sigma_{\Phi_{\Sigma_{нар}}}$ и $\sigma_{\Phi_{\Sigma_{вн}}}$ - соответственно средние квадратические отклонения наружного и внутреннего колец подшипника, равные

$$\sigma_{\Phi_{\Sigma_{нар}}} = \sqrt{\sum \sigma_{\Phi_{jнарк}}^2 + \sum \sigma_{\Phi_{jкорп}}^2}, \quad \sigma_{\Phi_{\Sigma_{вн}}} = \sqrt{\sum \sigma_{\Phi_{jвнк}}^2 + \sum \sigma_{\Phi_{jвала}}^2}. \quad (19)$$

Метод определения этих величин для конкретных типов подшипников приведен в [1,2].

3. Вероятность безотказной работы подшипника, обусловленная усталостным разрушением подшипника, определена по закону распределения Вейбулла [1,2]:

$$P_{ув}(t) = \exp \left[- \left(\frac{t}{6,84L} \right)^{1,17} \right], \quad (20)$$

где L - номинальная долговечность подшипников, определяемая по расчетной приведенной нагрузке Q и каталожной динамической грузоподъемности C по формуле [1,3]

$$L = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{Q} \right)^{\alpha}. \quad (21)$$

Для шариковых подшипников $\alpha=3$; для роликовых подшипников $\alpha=3,33$.

Приведенная нагрузка для шарикоподшипников и роликоподшипников вычисляется по формуле [1, 3]

$$Q = (x \cdot K_k \cdot R + Ay) \cdot K_{\delta} K_T, \quad (22)$$

где R, A - радиальная и осевая нагрузки, кг; x, y - коэффициенты радиальной и осевой нагрузок; K_{δ}, K_T, K_k - коэффициенты безопасности, температурный и вращения, значения которых приведены в [1, 2].

В результате многолетних наблюдений в [1, 2] приведены средние значения параметров для подшипников в зависимости от отношения $t_{ср}/L$. Для большинства

типов подшипников соотношение $t_{cp}/L=4,08, 5,0$ [1] и соответственно $R = 1,34$ или $1,17$; $T=5,35$ и $6,84$.

При этих значениях параметров уравнение (20) принимает вид

$$\begin{cases} P(t) = \exp\left[-\left(\frac{t}{5,35L}\right)^{1,34}\right] & \text{при } \frac{t_{cp}}{L} = 4,08, \\ P(t) = \exp\left[-\left(\frac{t}{6,84L}\right)^{1,17}\right] & \text{при } \frac{t_{cp}}{L} = 5,00. \end{cases} \quad (23)$$

4. Вероятность безотказной работы подшипникового узла, обусловленная потерями свойств смазки, определяется по формуле [1,2]

$$P_{cm}(t) = \exp(-t/T_{cp}), \quad (24)$$

где T_{cp} – среднее время безотказной работы подшипника, обусловленное потерями свойств смазки, определяемое по формуле [1,2]

$$T_{cp} = L_{cp}/60 \cdot n_o, \quad (25)$$

L_{cp} – среднее число циклов подшипника до отказа в связи с потерями свойств смазки, определяемое по формуле [1,2]

$$\lg L_{cp} = K + M/T, \quad (26)$$

где K, M – соответственно коэффициенты, учитывающие скоростной фактор и химический состав и структуру смазки.

Значения K и M для различных марок смазки, применяемых в генераторах, приведены в [1].

На основании предложенной методики проведен расчет надежности подшипниковых узлов синхронного генератора типа С-130 со следующими техническими характеристиками: мощность – 130 кВт , напряжение линейное – 230 В , скорость вращения – 8000 об/мин , частота – 400 Гц , трехфазный, КПД – $0,86$.

В таблице приведены результаты расчета надежности подшипниковых узлов за время 1000 и 2000 ч .

Как видно из таблицы, статистические данные надежности подшипников генераторов приведены за время 2000 ч . Анализ статистических данных об отказах этих генераторов показал хорошее их совпадение с результатами расчетов, проведенных по данной методике.

Таблица

Надежность (вероятность безотказной работы) подшипникового узла	Тип машин	Время эксплуатации машин, ч		Надежность подшипникового узла по статистическим данным
<i>Для генераторов</i>		1000	2000	
$P_{уб}(t)$	С-130	0,999	0,998	
$P_{см}(t)$		0,998	0,997	
$P(g_{min} \leq g \leq g_{max})$		0,997	0,994	
$P(\varphi \leq \varphi_{max})$		0,996	0,994	
$P_{под}(t)$		0,994	0,991	0,988

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Отраслевой стандарт ОСТ 16 0.800.887-81. Генераторы синхронные с высотой оси вращения от 56 до 355 мм (мощностью от 0,5 до 100 кВт). Надежность. Общие требования к надежности и методам контроля.
2. **Шекян Г.Г., Белуян С.З.** Основные принципы расчета надежности подшипниковых узлов электрических машин мощностью до 1000 кВт // Матер. Респ. конф. мол. уч. НАН Армении. – Ереван, ГИУА, 1999. – С.93-97.
3. **Бейзелман Р.Я., Цыпкин В.В.** Подшипники качения: Справочник. – М.: Наука, 1960. – 642 с.

ГИУА. Материал поступил в редакцию 25.10.2002.

Ջ.Ա. ԲԵԼԼՈՒՅԱՆ

ՄԻՆԵՐՈՆ ԳԵՆԵՐԱՏՈՐՆԵՐԻ ԱՌԱՆՔԱԿԱԼԱՅԻՆ ՀԱՆԳՈՒՅՑԻ ՀՈՒՍԱԼԻՈՒԹՅԱՆ ՀԱՇՎԱՐԿԻ ՄԵԹՈՂԻԿԱՆ

Բերված է սինխրոն գեներատորների հուսալիության հաշվարկի մեթոդիկա, որը հաշվի է առնում վերջիններիս կոնստրուկտիվ, արտադրական և շահագործման առանձնահատկությունները. առանցքակալի հոգնածության քայքայումը, քսուքի հատկությունների փոփոխությունները, բացվածքի մեծության և թեքման անկյան փոփոխությունները:

Z.A. BELLUYAN

DESIGN PROCEDURE OF BEARING UNIT RELIABILITY IN SYNCHRONOUS GENERATORS

Design methods of synchronous generator bearing unit reliability are given. Their development, technological and bearing fatigue failure, lubricant property losses, clearance size deviation and slope transfer are viewed. A comparison of design and maintenance data is given.