

может превышать допустимую величину. В этом случае условие прочности подшипников согласно [2] проверяется выражением

$$\sigma_{cm} \leq \sqrt[10]{\frac{10^7}{N_u h}} [\sigma_{cm}] \text{ кг/см}^2, \quad (1)$$

где σ_{cm} – максимальное напряжение смятия на площадке контакта, рассчитанное по формуле Герца – Беляева.

С учетом центробежной силы напряжение смятия будет

$$\sigma_{cm} = \frac{4100}{\mu\gamma} \sqrt{P \left(\frac{4}{d_{uu}} - \frac{1}{R_n} - \frac{1}{r_{жс}} \right)^2} \text{ кг/см}^2, \quad (2)$$

где μ и γ – коэффициенты, выбираемые из соответствующих графиков [2] в зависимости от величины $[\sigma_{cm}]$; h – гарантийный ресурс подшипника; $r_{жс}$ и R_n – радиусы желоба и дорожек качения наружного кольца подшипника в плоскости оси и перпендикулярной оси вращения. Согласно [1]

$$r_{жс} = 0.52d_{uu}, R_n = (D_0 + d_{uu})0.5;$$

N_u – число повторных напряжений, испытываемых дорожкой качения наружного кольца подшипника в течение одного часа:

$$N_u = 30nZ \left(1 - \frac{d_{uu}}{D_0} \right); \quad (3)$$

Z – число тел качения; d_{uu} – диаметр шарика; D_0 – диаметр окружности, проходящий через центр тел качения; n – скорость вращения внутреннего кольца подшипника (об/мин); $[\sigma_{cm}]$ – допустимое напряжение смятия при базе (при точечном контакте и твердости $HR_c = 59$ $[\sigma_{cm}] = 350$ кг/мм²).

Наибольшая суммарная нагрузка P , действующая на наружное кольцо подшипника,

$$P = P_0 + P_c.$$

Здесь P_c – центробежная сила шариков:

$$P_c = \frac{G_{uu}}{g} \omega_c^2 \frac{D_0}{2}, \quad (4)$$

где G_{uu} – вес шарика в кг; g – ускорение сил тяжести (9.8 м/с²); ω_c – угловая скорость вращения сепаратора;

P_0 – сила на наиболее нагруженное тело качения, создаваемая внешней нагрузкой и определяемая по уравнению Штрибека [4]

$$P_0 = \frac{KR}{Z},$$

где R – суммарная радиальная нагрузка, действующая на подшипник; K – числовой коэффициент, для шарикоподшипников $K=5$ [4].

Осуществление в электрических машинах циркуляционной системы смазки со специальными жидкими маслами является достаточно сложной задачей. Для высокоскоростных подшипниковых узлов принимаются следующие виды системы смазки и охлаждения: струйная, фитильная, маслоступная и шнековая.

Струйная система смазки допускает более высокие температуры, чем остальные. При выборе вида системы следует учитывать режимы работы подшипника, скорость вращения, рабочие нагрузки, температуру среды и др. Правильный выбор системы смазки важен для предотвращения энергетических потерь на преодоление сопротивления трения. В качестве смазочных масел применяются минеральные масла, которые обладают химической стабильностью, не содержат механических примесей, органических кислот и воды. Основным техническим показателем смазочного масла, определяющим его эксплуатационные свойства и пригодность для данного узла, является вязкость [3]. При выборе масла также необходимо учитывать другие технические показатели – температуру застывания, температуру вспышки и др.

Проверку параметров режима смазки для быстроходных подшипников при $d_{cp}n \geq 100\,000$ мм об/мин рекомендуется производить из условия $\lambda \geq [\lambda]$, где

$$\lambda = C_0 \frac{0.125}{\sqrt{R_{a_1}^2 + R_{a_2}^2}} d_{cp}^{0.55} (d_{cp}n)^{0.75} V_n Q_{cm}^{-0.45}.$$

Здесь $[\lambda]$ – параметр режима смазки (рекомендуется выбрать $[\lambda] = 3$); $d_{cp} = \frac{D+d}{2}$ – средний диаметр подшипника; C_0 – конструктивный коэффициент, зависящий от типа подшипника (для радиальных однорядных шарикоподшипников всех серий $C_0=70$); R_{a_1} и R_{a_2} – среднеарифметические отклонения шероховатости трущихся поверхностей, определяемые по классам и разрядам чистоты: согласно [9] $\sqrt{R_{a_1}^2 + R_{a_2}^2} \approx 0.125$ мкм; V_n – параметр масла (определяется в зависимости от температуры подшипника [9]); $Q_{cm} = P$ – суммарная нагрузка на подшипник.

Для предотвращения утечки масла из узла в местах выхода вращающегося вала из крышки устанавливаются уплотнения. Существующие уплотнения вращающихся валов подразделяются на: сальниковые, манжетные, лабиринтные, импеллерно-лабиринтные и торцовые [4]. Выбор того или иного типа уплотнения зависит от режима работы и конструкции

узла [8]. ИмPELLерно-лабиринтные уплотнения устроены так, что при вращении вала вытеканию масла препятствуют имPELLер и лабиринтные выточки на валу и в крышке. При остановках машины работа имPELLера прекращается, и для предотвращения утечки уровень масла должен быть ниже уровня поверхности лабиринтных выточек крышек подшипников. ИмPELLерно-лабиринтные уплотнения при работе не испытывают механического трения и износа. Благодаря этому они могут применяться при очень высоких скоростях. При этом эффективность их применения резко возрастает.

Тепловыделение в радиальных шарикоподшипниках при интенсивной струйной смазке определяется по эмпирической формуле [10]

$$Q_{\text{ш}} = K_{\eta} \left[(2.2 + 1.5V) 10^{-2} l^{\lambda_{\text{ш}} dn} + \Delta Q_{\text{ш}}^R + \Delta Q_{\text{ш}}^A \right], \quad (5)$$

где

$$K_{\eta} = 1: \left[V^{0.015} (\eta_{\text{мп}} / \eta - 1) - 0.015 / V (\eta_{\text{ме}} / \eta - 1) \right],$$

η и $\eta_{\text{мп}}$ – вязкости соответственно трансформаторного масла при температуре 50°C и масла, используемого в узле; $\lambda_{\text{ш}}$ – параметр для шарикоподшипников, зависящий от скорости прокачки масла: $\lambda_{\text{ш}} = 10^{-6} (1.93 - 0.058V)$; V – скорость прокачки масла; $Q_{\text{ш}}^R$ – слагаемое, учитывающее влияние величины радиальной нагрузки на тепловыделение $\Delta Q_{\text{ш}}^R = 10^{-3} R^{V_{\text{ш}}} - C_{\text{ш}}$; $V_{\text{ш}}$ – показатель степени, зависящий от параметра dn : $V_{\text{ш}} = 0.61 + 1.2 \cdot 10^{-7} dn$, $C_{\text{ш}}$ – коэффициент тепловыделения подшипника при радиальной нагрузке до $R = 1000$ кг, $C_{\text{ш}} = 0.03 + 1.2 \cdot 10^{-7} dn$ ккал/с; $\Delta Q_{\text{ш}}^A$ – приращение тепловыделения в подшипниках при действии осевой нагрузки: $Q_{\text{ш}}^A = h_1 A^{\Psi}$, A – действующая осевая нагрузка; h_1 и Ψ – параметры, зависящие от значений dn и скорости прокачки:

$$-h_1 = 3.2 \cdot 10^{-12} l^{0.45V} (dn)^{1.4},$$

$$\Psi = 0.763 - 0.5 \cdot 10^{-7} dn - 0.27 \cdot 10^{-3} V^{3.3}.$$

Конечная температура подшипника при установившемся тепловом режиме будет зависеть от количества теплоты, выделяемой подшипником, начальной температуры теплоносителей (смазка, корпус, среда) и коэффициентов их теплопередачи. Существующая теория смазки не располагает четкими критериями для определения температурного уровня подшипников, поэтому воспользуемся приближенным расчетным методом, приняв, что все тепло отводится маслом. Тогда температуру вытекающей из подшипника смазки можно определить по формуле

$$t_{\text{вых}} = t_{\text{ex}} + \frac{60Qn}{CV\gamma} \text{ (}^\circ\text{C)},$$

где $t_{\text{вых}}$ и t_{ex} – температура масла перед входом и выходом подшипника, $^\circ\text{C}$; C – теплоемкость масла, ккал/кг.град.; γ – удельный вес масла.

Из условия постоянства температуры подшипника, входящего и выходящего масел (при давлении масла на выходе из подшипника не выше атмосферного) получим:

поверхность маслблока (м^2)

$$S \geq \frac{60C_M V_0 t_{\text{ex}}}{\alpha (t_{\text{ex}} - t_{\text{окр}})};$$

объем маслбака (м^3)

$$W \geq \frac{S\alpha (t_{\text{ex}} - t_{\text{окр}}) 60}{\gamma C (t_{\text{вых}} - t_{\text{окр}})},$$

где V_0 – расход масла, кг/с; α – коэффициент теплоотдачи от бака к окру-

жающей среде [7]: $\alpha = \frac{q}{t_{\text{ex}} - t_{\text{окр}}} \frac{\text{ккал}}{\text{м}^2 \text{град}^2}$; $t_{\text{окр}}$ – температура окружающей

среды, $^\circ\text{C}$; q – плотность теплового потока, $\frac{\text{ккал}}{\text{м}^2 \text{град}^2}$.

Для проверки достоверности приведённых формул были проведены экспериментальные исследования на макетах подшипниковых узлов. Макет подшипниковых узлов представлял ротор весом 58 кг с подшипниками типа 7В207Еш, собранный на базе генератора С-75. Для контроля температуры подшипника и масла в шести точках были установлены термопары. В состав испытательного стенда входили: двигатель постоянного тока, мультипликатор, маслонасос с автономной маслосистемой, автотрансформатор, макет подшипниковых узлов, смонтированный на раме и снабженный маслосистемой (двигатель – насос, маслосток, фильтр, преобразователь типа ВСА-4, распределительный вентиль, трубопровод). С целью обеспечения техники безопасности испытательный стенд был помещен под защитный П-образный щит с толщиной стенки 5 см. В качестве измерительных средств использовались: а) потенциометр типа ПП-63, класса 0.05 для контроля температур; б) термометр с точностью 0.2 $^\circ\text{C}$ для контроля температуры окружающей среды; в) дозиметр для определения расхода масла; г) стендовые приборы (вольтметр, амперметр, тахометр). Макет подшипниковых узлов с помощью гибкой муфты был соединен с валом мультипликатора, что позволило довести скорость вращения ротора до 12 000 об/мин. Подвод масла к подшипникам производился при помощи маслонасоса, а отвод осуществлялся свободным сливом по трубам. Для контроля температуры подшипников, подводимого и отводимого масла, а также масла в маслбаке были установлены термометры и термопары.

Предварительно по вышеприведенной расчетной методике были определены искомые параметры: $V_0 = 0.18$ л/мин; $Q_{ин} = 0.011$ ккал, при $t_{окр} = 25$ °С, $t_{вых} = 45$ °С, объем масла $W = 14$ л, поверхность бака $S = 0.3$ м². Для проверки утечки масла через уплотнения в статическом состоянии макета в подшипниковые узлы были поданы различные расходы масла. Установлено, что при прокачке масла до 0.8 л/мин при невращающемся и вращающемся роторе в течение всего испытания утечка не наблюдалась. Предварительные испытания макета подшипниковых узлов при 12 000 об/мин показали, что температура подшипникового узла устанавливается через час работы узла.

Выводы

1. Температура в подшипниках значительно уменьшается при применении жидкой принудительной смазки по сравнению с консистентной смазкой.
2. При оптимальном расходе температура входящего и выходящего масла отличается от температуры подшипника лишь на 2-3°С.
3. Уменьшение тепловыделения в подшипнике объясняется уменьшением коэффициента трения при жидкой смазке и смыванием продуктов износа (продукты износа при циркуляции масла задерживаются в фильтре).
4. Для исследуемого макета узла на 12 000 об/мин определен оптимальный расход масла, при котором установившаяся температура узла не превышает 45°С, – $V = 0.2$ л/мин,
5. Конструкция импеллерно-лабиринтного уплотнения, применённая в макете, надежно обеспечивает отсутствие утечки в подшипниковых узлах, технологична, надежна в эксплуатации и не требует особого ухода.
6. Результаты экспериментальных исследований удовлетворительно совпадают с расчетными.
7. Экспериментально подтверждено, что оптимальный расход масла, рассчитанный по формуле (4), для генераторов 75 кВт составляет $V = 0.2 \div 0.3$ л/мин.
8. При указанных расходах температура подшипников превышает температуру смазки (масла) на выходе лишь на $2 \div 3$ °С.

¹ Институт механики НАН РА

² ЗАО «Электромаш ГАМ» НП ТЦ

e-mails: hamlet@mechins.sci.am, elektramash@mail.ru

Г. Г. Шемян, А. В. Геворкян

**О работоспособности подшипников качения
электрических машин на жидкой смазке**

Приведены различные виды систем смазки (струйная, фитильная, маслотуманная, лабиринтная, импеллерно-лабиринтная и др.). Рассмотрены результаты их сравнительных испытаний и эффективность применения в высокоскоростных подшипниковых узлах электрической машины. Рассмотрены также различные типы уплотнений (сальниковые, манжетные, лабиринтные, импеллерно-лабиринтные и др.).

Հ. Գ. Շեկյան, Ա. Վ. Գևորգյան

**Էլեկտրական մեքենաների հեղուկ քսուկներով զորման
առանցքակալների աշխատունակության մասին**

Բերված են տարբեր տեսակի յուղման համակարգեր (շիթային, պատրույգային, յուղամառախուղային, պտուտակրիչային և այլն): Դիտարկված են նրանց համեմատական փորձարկումների արդյունքները և էլեկտրական մեքենաների արագընթաց առանցքակալներում նրանց կիրառման արդյունավետությունը: Դիտարկված են նաև տարբեր տեսակի խտարարներ (խցուկային, խցողակային, լարիրինթային, օդամղալարիրինթային և այլն):

H. G. Shekyan, A. V. Gevorgyan

**About the Performance of the Bearings
Swinging Electric Machines on Liquid Lubricant**

Various types of lubrication systems are presented (jet, wick, oil-mist, labyrinth, impeller-labyrinth, etc.). The results of their comparative tests and the effectiveness of their application in high-speed bearing units of an electric machine are considered. Various types of seals are also considered (gland, lip, labyrinth, impeller-labyrinth, etc.).

Литература

1. *Биргер И. А.* Расчет на прочность деталей машин. М. Машиностроение. 1970. 785 с.
2. *Федулов А. А.* Условия эксплуатации и смазки подшипниковых опор. Екатеринбург. Информ. портал УрФУ, ЦНОТ и ТОО. 2020. 43 с.
3. *Утифанцев Ю. А.* Смазка металлургического оборудования. Новокузнецк. СибГИУ. 2008. 53 с.
4. *Богданович П. Н.* Трение, смазка и износ в машинах. Минск. Технология. 2011. 527 с.
5. *Ильченко А.* Смазывание подшипников качения. [Электронный ресурс], Режим доступа: www.snrg.jv.ru/librications11.htm.
6. *Манг Т.* Смазочные материалы, производство, применение, свойства. Справочник. СПб. Профессия. 2010. 944 с.

7. *Кудрявцев В. Н.* Курсовое проектирование деталей машин. Л. Машиностроение. 1984. 400 с.
8. *Голубев А. И.* Современные уплотнения вращающихся валов. М. ГНТИМЛ. М. 1963. 208 с.
9. *Зайцев А. М., Коросташевский Р.В.* Авиационные подшипники качения. М. Оборонгиз. 1963. 102 с.
10. *Туровский Э. М.* Надежность и долговечность шарикоподшипников. Материалы ВК по повышению надежности и долговечности машин, оборудования и приборов. Т. IV. ЦИИТ. 1964. 65 с.