

Дренажные трубопроводы для сброса пароводяной среды из регенеративных подогревателей в деаэраторы турбин наиболее уязвимы в вибрационном отношении. Описанная здесь методика измерения является составной частью мероприятий по исследованию и предотвращению низкочастотных колебаний с большой амплитудой, возникающих при эксплуатации трубопроводов с нестационарным двухфазным течением на тепловых и атомных электростанциях. Повышенные вибрации являются причиной обрыва или разрушения трубопроводов, в частности первого контура парогенераторов АЭС. Возникающие при этом утечки радиоактивной среды служат источником ухудшения экологического состояния окружающей территории.

1. Токарь И.Я., Лещинский Г.А. Определение параметров нестационарного течения в сбросном трубопроводе турбины // Электрические станции. – 1979. – №4. – С.27-29.

2. Нуберт Г.П. Измерительные преобразователи неэлектрических величин. – Л.: Энергия, 1970. – 360 с.

3. Токарь И.Я., Лещинский Г.А. Об особенностях измерения нестационарных параметров пара в сбросном трубопроводе // Энергетика и электрификация. – 1979. – №2. – С.5-7.

4. Владиславлев А.П., Якубович В.А. Методы и приборы для измерения параметров динамики трубопроводных систем. – М.: Недра, 1981. – 267 с.

5. Туричин А.М. Электрические измерения неэлектрических величин. – М.-Л.: Энергия, 1966. – 690 с.

6. Мэнли Р. Анализ и обработка записей колебаний. – М.: Машиностроение, 1972. – 368 с.

7. Самарин А.А. Вибрации трубопроводов энергетических установок и методы их устранения. – М.: Энергия, 1979. – 288 с.

8. Серебрянников М.Г., Первозванский А.А. Выявление скрытых периодичностей. – М.: Наука, 1965. – 365 с.

Получено 26.06.2002

УДК 629.4.027

В.Ф.ГОЛОВКО, д-р техн. наук, И.Э.МАРТЫНОВ, канд. техн. наук,
А.В.ТРУФАНОВА

Украинская государственная академия железнодорожного транспорта, г.Харьков

К ВОПРОСУ ВЫБОРА ПОДШИПНИКА ДЛЯ БУКС ГРУЗОВЫХ ВАГОНОВ

Рассматриваются результаты стендовых испытаний роликовых подшипников, предназначенных для использования в буксовых узлах подвижного состава.

Известно, что железнодорожный транспорт наиболее приспособлен к массовым перевозкам грузов и пассажиров, может осуществлять перевозки в любое время суток независимо от времени года и атмосферных условий. В последние годы железные дороги Украины рабо-

тают в условиях спада промышленного производства, снижения объемов перевозок грузов, обострения финансовых и экономических проблем. Однако снижение объема перевозок не сопровождается таким же уменьшением числа случаев нарушения безопасности движения: отцепок вагонов в пути следования по техническим неисправностям, крушений и аварий.

Анализ данных "Укрзалізниці" [1] показал, что в последние годы наиболее частой причиной отцепки вагона от поезда становятся отказы букс с подшипниками качения. Следовательно, надежность используемого в настоящее время как на грузовых, так и пассажирских вагонах буксового узла с цилиндрическими роликоподшипниками 232726Л и 42726Л на горячей посадке недостаточна. Для повышения надежности буксового узла на протяжении ряда лет специалисты различных научно-исследовательских и проектно-конструкторских организаций предлагали многочисленные изменения в конструкции буксы [2]. Наиболее удачные были внедрены в эксплуатацию, однако в целом это не изменило ситуации. Принципиальная схема передачи усилий в используемой буксе, когда радиальные силы воспринимаются в режиме трения качения роликов по дорожкам качения колец, а осевые – в режиме трения скольжения торцов роликов о борта колец, оставалась неизменной.

Как свидетельствует многолетний опыт эксплуатации роликовых букс, отказы последних практически всегда сопровождаются резким увеличением температуры нагрева. Именно на этом свойстве основаны методы контроля технического состояния буксы в пути следования. Следовательно, температура нагрева подшипников является основным показателем работоспособности буксового узла в целом.

Результаты исследований [3] показывают, что одним из путей повышения надежности роликовых букс является использование двухрядных конических подшипников, которые обладают рядом преимуществ по сравнению с цилиндрическими подшипниками:

- конические подшипники имеют наименьшие силы трения и нагрева;
- осевая и радиальная нагрузки практически полностью воспринимаются и передаются поверхностями качения роликов;
- наружный диаметр конического подшипника меньше, чем у цилиндрического при одинаковом внутреннем диаметре, в результате снижается масса буксового узла в целом.

Для сравнения эксплуатационных качеств в 2000-2001 гг. были проведены стендовые испытания типовых цилиндрических подшипни-

ков с габаритными размеры 130×250 мм и двухрядного конического подшипника с габаритными размерами 130×240 мм. В ходе испытаний исследовали установившуюся температуру нагрева подшипников при различных режимах загрузки и скорости вращения.

Для проведения испытаний использовали специальный стенд. Его основным элементом является мощный электродвигатель. Выходной конец вала двигателя имеет меньший диаметр, чем посадочный диаметр испытуемых подшипников. Поэтому последние устанавливали с помощью переходной втулки. Радиальные и осевые нагрузки создавали с помощью мощных пружин. Частота вращения вала экспериментальной установки составляла 168, 335, 502 и 670 об/мин, что соответствовало скорости движения поезда 30, 60, 90 и 120 км/ч. Испытания проводили при температуре окружающей среды 7-11 °С.

Температуру нагрева подшипников контролировали с помощью термопар, которые устанавливали на наружных кольцах подшипников. Методика испытаний предусматривала выполнение замеров температуры через каждые 5 минут. Термопары подводили к термоэлектрическому вольтметру, со шкалы которого считывали значения температуры. После завершения каждого цикла подшипникам давали охладиться до температуры окружающей среды.

Согласно методике испытаний подшипники первоначально загружали только радиальной нагрузкой различной величины.

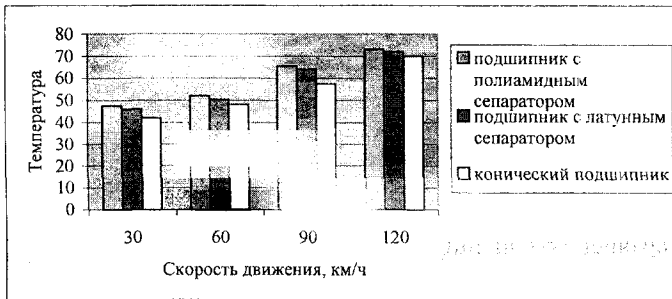


Рис. 1 – Значения установившихся температур при радиальной нагрузке 114 кН

Этот режим наиболее благоприятен для цилиндрических роликоподшипников. Результаты испытаний свидетельствуют (см. рис.1), что при всех скоростях движения температура нагрева конических подшипников меньше, чем у цилиндрических, в среднем на 8,9%. Если же подшипники подвергались совместному воздействию радиальной и осевой нагрузок, то в этом случае разница температур была намного выше, особенно в диапазоне скоростей 60-90 км/ч (рис.2).

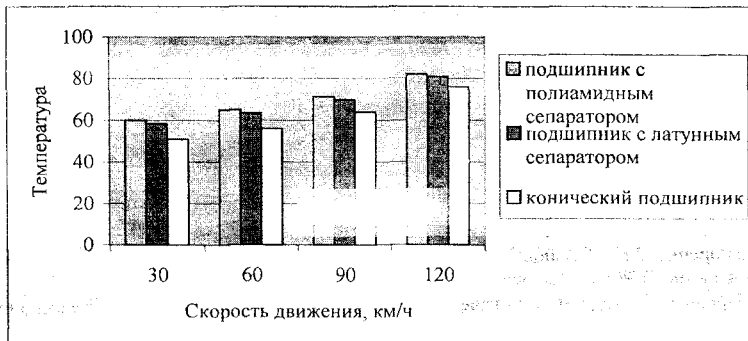


Рис.2 – Значения установившихся температур при радиальной нагрузке 114 кН и осевой нагрузке 14,7 кН

Увеличение величины осевой силы резко повышает температуру нагрева подшипников во всех диапазонах скоростей (рис.3).

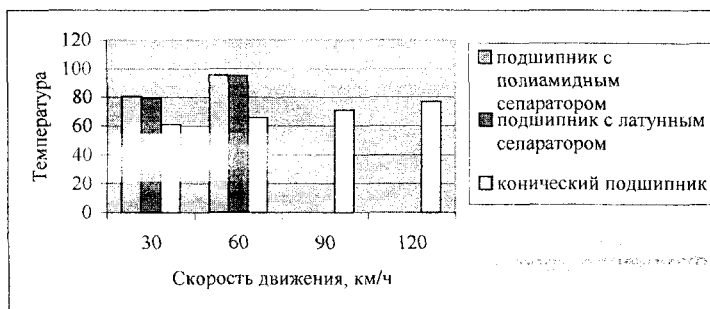


Рис.3 – Значения установившихся температур при радиальной нагрузке 114 кН и осевой нагрузке 29,4 кН

При этом цилиндрические подшипники достигли критических значений температуры уже при скорости 60 км/ч и испытания были прекращены. В данном случае средняя температура конических подшипников была ниже, чем у цилиндрических, на 27,5%.

Функциональные зависимости $T = f(V)$ определяли с помощью пакета прикладных программ Microsoft Excel в виде полинома n-го порядка $T = A_0 \cdot X^n + A_1 \cdot X^{n-1} + \dots + A_n \cdot X^0$. Оказалось, что удовлетворительная аппроксимация достигается при использовании полинома третьей степени. Так, для двухрядного конического подшипника при радиальной нагрузке 114 кН и осевой нагрузке 29,8 кН уравнение имеет следующий вид:

$$T = -2 \cdot 10^{-5} v^3 + 0,0069v^2 - 0,3222v + 40.$$

Таким образом, в результате исследований установлено, что двухрядные конические подшипники имеют более низкую температуру нагрева по сравнению с цилиндрическими. Это свидетельствует об их лучших эксплуатационных характеристиках, более высокой безотказности и долговечности.

1. Горбенко А. П., Мартынов И.Э., Донченко А.В. К проблеме совершенствования буксового узла вагонов // Железнодорожный транспорт Украины. – 1999. – №6. – С. 39-42.
2. Цюренко В.Н., Жданов И. П., Иванов С. Г. Полиамидный сепаратор для буксовых узлов вагона // Железнодорожный транспорт. – 1995. – №3. – С.34-37.
3. Прешель З. Подшипники качения для нового подвижного состава // Железнодорожный транспорт. – 1993. – № 4. – С.39-41.

Получено 10.09.2002

УДК 621.333

Е.І.КАРПУШИН, канд. техн. наук

Харківська державна академія міського господарства

ВИЗНАЧЕННЯ ОПТИМАЛЬНИХ ЗА ВИТРАТАМИ ЕНЕРГІЇ ПОКАЗНИКІВ КЕРУВАННЯ РУХОМОЮ ОДИНИЦЕЮ МІСЬКОГО ЕЛЕКТРОТРАНСПОРТУ НА ПРОСТОМУ ПЕРЕГОНІ

Для встановлення еталонного керування рухомою одиницею міського електротранспорту на простих перегонах запропоновано використання попередньо розрахованого оптимального за витратами енергії плану змін режимів руху.

Проходження простого, тобто без факторів, що викликають проміжні гальмування, перегону довжиною S_n є випадковим процесом, в якому тривалості проходження T_n утворюють усічений нормальний розподіл. Розглянемо математичну модель проходження перегону, на якому після реостатного пуску та ослаблення поля на шляху $S_{рп-оп}$ за час $T_{рп-оп}$ і руху від швидкості $V_{оп}$ виходу на автоматичну характеристику ослабленого поля до кінцевої швидкості розбігу V_p дотримання заданого часу T_n потребує тільки одного повторного пуску від швидкості V_1 закінчення першого вибігу до швидкості V_2 на початку другого вибігу, що закінчується при швидкості початку гальмування V_g . При цьому рухома одиниця з вагою тари G_p , коефіцієнтом інерції обертливих частин γ і часткою ваги пасажирів λ відносно тари виконує механічну роботу