

1. Nick M. Eisenbahningenieur. – 2000. – №7. – S.42-46.
2. Нестеров Э.И., Сергеев В.Л., Будницкий А.А., Шаркин И.А. Дизель-поезда на базе тепловозной тяги // Локомотивы. – 2001. – №12. – С.32-33.
3. Бутоне Ж.-К., Бальдоки Р. Мотор-вагонные поезда TER-2N для региональных сообщений // Revue Generale des Chemins de Fer (Франция). – 1997. – №11. – С.11-26.
Отримано 17.01.2003

УДК 625.283; 843.6

Г.Г.ГОЛОВИНОВ, д-р техн. наук

Академия таможенной службы Украины, г.Днепропетровск

А.Б.БАБАНИН, д-р техн. наук

Украинская государственная академия железнодорожного транспорта, г.Харьков

К ВОПРОСУ ПОВЫШЕНИЯ ТРИБОТЕХНИЧЕСКИХ КАЧЕСТВ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Приводятся результаты триботехнической оценки функционирования зубчатых передач в нормальных и экстремальных условиях.

При эксплуатации транспортных средств различного функционального назначения актуальным является повышение надежности и долговечности агрегатов, у которых один из наиболее ответственных конструктивных элементов – это зубчатая передача и связанные с ней триботехнические процессы. Исследования термомеханикогидродинамической смазки при качении с проскальзыванием связаны со значительными трудностями, поскольку необходимо комплексно рассматривать кроме термического эффекта, влияние различных факторов, обусловленных механо-физико-химическими характеристиками смазочных материалов и трущихся поверхностей [1].

Известные результаты зачастую имеют противоречивый характер и могут быть рассмотрены в качестве ориентировочных данных для проведения достоверной оценки триботехнических процессов в зубчатых приводах с учетом их конструктивных особенностей и условий эксплуатации [2].

Эластогидродинамический расчет толщины смазочного слоя приемлем в теоретическом плане, в основном для полюса зацепления, где имеет место качение рабочих профилей зубьев. В других точках зацепления при наличии относительного скольжения поверхностей в зависимости от режимов работы тяговых электродвигателей процесс взаимодействия трущихся поверхностей может протекать в областях полужидкостного или граничного трения. В этом случае несущая способность и эффективность смазочного действия пары трения будут определяться не объемными свойствами масляного слоя, а наличием компонентов и присадок, формирующих рациональные в триботехни-

ческом отношении антифрикционные характеристики контактирующих поверхностей [3].

При частичном упругогидродинамическом режиме смазка заполняет пространство между волнистостями и микронеровностями контактирующих поверхностей зубьев, нагрузка в определенном соотношении воспринимается пленкой и парой трения. Количество смазочной среды, поступающей в зону зацепления, соответствует объему геометрического пространства, а избыток смазки выдавливается со стороны торцов зубьев. Если вязкостные и антифрикционные свойства смазки близки к оптимальным, то это условие будет соответствовать реализации жидкостного трения. При увеличении вязкости смазки будут возрастать потери мощности на ее выдавливание из впадины, трение между рабочими поверхностями зубьев и сбрасывание смазочного материала. С увеличением скорости движения локомотива за счет инерционных сил величина этих потерь будет возрастать.

Защемление масла первоначально происходит во впадине зуба по линии зацепления до минимального значения. Часть смазки, оставшейся во впадине и зазоре, выполняет смазочную и демпфирующие функции. Влияние адгезионных свойств смазок здесь имеет двоякий характер: с одной стороны, способствует формированию устойчивой смазочной пленки, с другой – повышает потери внутреннего трения. Идеальными являются условия смазывания, когда смазочный материал подается в зону выхода зубьев из зацепления, при этом осуществляется быстрый отвод тепла и сброс смазки в картер, а при зацеплении зубьев на их поверхности остается эффективная масляная пленка, не требующая затрат энергии на выдавливание и разбрызгивание.

При имеющем место конструктивном исполнении на многих видах транспортных средств подача смазки в контактную зону осуществляется ведомым колесом, причем неработающей боковой поверхностью зуба, что негативно сказывается на режиме смазки передачи. Одним из наиболее тяжелых режимов является трогание транспорта с места, когда смазка во впадинах и на рабочих поверхностях зубьев может частично или полностью отсутствовать (за исключением тонких адсорбированных пленок).

“Чистое” качение поверхностей зубьев является идеализированным случаем, когда тела в сосредоточенном контакте имеют одинаковые скорости и тяговые усилия на смазочную пленку не действуют. В соответствии с геометрическими параметрами эвольвентной зубчатой передачи зоны максимальных скоростей скольжения находятся на входе и выходе зубьев из зацепления. Здесь же расположены наиболее разрушаемые участки смазочного слоя. Во входной области смазочная

среда может рассматриваться как ньютоновская жидкость. В контактной зоне с повышением давления и утонением смазочной пленки вязкость масла связана с пьезоэффектом и квазистационарным состоянием.

Длительность контакта зубьев в зацеплении определяется из соотношения

$$\tau_k = -\frac{\alpha}{\omega_{ш}} + \frac{\alpha}{\omega_k}, \quad (1)$$

где $\omega_{ш}$, ω_k – угловые скорости шестерни и колеса; α – угол зацепления.

Время истечения смазки составит

$$\tau_{см} = \frac{2b_k}{v_k}, \quad (2)$$

где $2b_k$ – ширина контактной площадки; v_k – скорость качения.

Для герцевской площадки уравнение преобразуется к виду

$$\tau_{см} = 2(8PR' / E'\pi)^{1/2} v_k^{-1}, \quad (3)$$

где P – погонная нагрузка; R' – приведенный радиус кривизны; E' – приведенный модуль упругости; v_k – скорость качения.

Повышения несущей способности передачи может быть достигнуто при уменьшении модуля и увеличении радиуса кривизны активного участка эвольвенты профиля, а коэффициенты высотной коррекции должны способствовать выравниванию скоростей скольжения на концах линии зацепления. Угол зацепления и коэффициент перекрытия передачи β следует назначать наибольшими, одновременно уменьшая угол наклона зуба, поскольку при $\beta = 15^\circ$ величина критической нагрузки резко снижается.

При контакте в зоне делительной окружности вектор трения качения не изменяется, в то время как для трения скольжения он изменяет направление на противоположное. Вследствие этого в крупногабаритных редукторах питтинговые оспины обнаруживаются ниже делительной окружности, а за счет давления в смазочном слое и выше, включая зону качения.

С учетом результатов трибоанализа зубчатых передач разработаны эффективные смазочные материалы с улучшенными вязкостно-температурными и антифрикционными свойствами, что позволило снизить износ и повреждаемость узлов трения в 1,5-2 раза.

- 1.Ахматов А.С. Молекулярная физика граничного трения. – М.: Физматгиз, 1973. – 472 с.
- 2.Крагельский И.В. Трение и износ. Изд. 2-е. – М.: Машиностроение, 1968. – 480 с.
- 3.Буше Н.А. Трение, износ и усталость в машинах (Транспортная техника). – М.: Транспорт, 1987. – 223 с.

Получено 16.01.2003

УДК 621.333.3

В.Х.ДАЛЕКА, П.М.ПУШКОВ, кандидати техн. наук
Харківська державна академія міського господарства

ЗМЕНШЕННЯ РЕСУРСОМІСТКОСТІ АСИНХРОННИХ ДВИГУНІВ

Пропонується новий метод розрахунку тривимірного розподілу густини струму в короткозамикаючих кільцях обернених асинхронних двигунів, що дає можливість зменшити їх ресурсомісткість за рахунок оптимізації геометричних параметрів.

Для приводу поршневих компресорів доцільно використовувати асинхронні короткозамкнені двигуни оберненого (маховичного) типу, в яких ротор обертається навколо нерухомого статора [1]. Радіальні розміри цих двигунів можуть перевищувати осьові, що дозволяє одержати значний момент інерції обертання і не використовувати спеціальні маховики. У цих двигунах на величину активного опору фази короткозамкненої обмотки істотний вплив мають короткозамикаючі кільця, геометричні параметри яких визначають великою мірою оптимальність всієї конструкції. Для вибору раціональних розмірів короткозамикаючих кілець (КЗК) і точного розрахунку їхніх опорів необхідно розрахувати розподіл питомого струму в кільцях.

У цій роботі встановлено закономірність тривимірного розподілу густини струму при малих частотах, коли можна знехтувати ЕРС, що наводиться у КЗК змінним магнітним полем. Таку густину струму умовно можна назвати квазіпостійною і позначати у вигляді комплексного вектора $\dot{\vec{\sigma}}_0$.

При розв'язанні задачі КЗК (див. рисунок) будемо розглядати як порожній циліндр, вісь якого збігається з віссю z . Через r_1 і r_2 позначимо відповідно його внутрішній і зовнішній радіуси. Координати основ циліндра нехай будуть $z_1 = 0$ і $z_2 = h$. Струмовводи (СВ) припустимо розташованими на основі $z_1 = 0$ КЗК рівномірно по кутовій координаті θ . Через ці струмоводи до КЗК підводиться зрівноважена система косинусоїдальних струмів i_V , тобто