

Вместе с тем возникает дополнительное скольжение, обусловленное геометрией конформного контакта качения [7].

Важным является выбор профиля рабочей поверхности колеса и головки направляющей СТС с точки зрения повышения износостойкости. Так, в духе методологии, изложенной в работе [38], целесообразно рассчитать оптимизированный профиль, приближающийся к форме естественного износа для данного вида сопряжения. В частности, согласно [38] расчетная долговечность профиля, совпадающего с изношенным, в сравнении со стандартным профилем железнодорожного колеса увеличивается на 12 %. Кроме повышения износостойкости можно ожидать, что в результате оптимизации профиля возрастет тяговая способность за счет более равномерного распределения сил трения в зоне контактирования. Это удобно реализовать в конструкции СТС, которая пока не «закрепощена» стандартом на профиль направляющей и колеса.

С методической точки зрения исследование фрикционного взаимодействия колеса с направляющей приводит к формулировке ряда контактных задач, сложность которых зависит от числа принимаемых допущений и упрощающих гипотез. Рассмотрим возможную последовательность развития соответствующих формулировок.

1. Для ориентировочного расчета контактных напряжений при оценке прочности головки струнной линии можно пренебречь влиянием сил трения и воспользоваться простыми аналитическими зависимостями, полученными в предположении, что область контактирования мала по сравнению с размерами колеса и головки [5].

2. Более сложная модель необходима для учета процесса передачи тангенциальной нагрузки и описания эффекта образования контактных зон проскальзывания и сцепления вследствие приложения тяговых и тормозных усилий. Трудность решения таких задач связана с различным видом граничных условий, которые должны удовлетворяться в зонах проскальзывания и сцепления. Конфигурация этих зон заранее неизвестна. В данном отношении представляют интерес численные модели, предложенные различными авторами и обсуждаемые в известной обобщающей монографии по контактной механике К. Джонсона [7]. Для случая взаимодействия упругого колеса с упругим основанием Дж. Калкер предложил модель частичного проскальзывания в соответствии с нелинейной теорией скольжения [46].

3. Проскальзывание в сопряжении «колесо – рельс», всегда сопутствующее реализации тяги движителя, в то же время является причиной диссипации энергии за счет внешнего трения и износа поверхности. Следовательно, развитие вышеуказанных моделей связано с необходимостью описания кинетики переходных процессов с учетом изменения параметров контакта

во времени, например, изнашивания деталей транспортной системы при ее эксплуатации. Здесь также оказываются полезными модели в рамках вариационных методов механики, основанных на энергетических принципах.

Проскальзывание и изнашивание. Для математического описания переходного процесса при качении с учетом изнашивания, инициированного проскальзыванием, перспективен вариационный подход, описанный в [37]. При проведении численного исследования полей напряжений и перемещений в области контакта, разделяющейся на зоны сцепления и проскальзывания, задавалась программа нагружения, при которой отношение тангенциального усилия T_t к нормальному N менялось от нуля до предельного значения, равного силе трения fN и соответствующего началу скольжения. С целью моделирования зависимости коэффициента трения от скорости проскальзывания $\dot{u}$ задавалась аппроксимация $f(\dot{u})$ на локальном участке контакта при переходе от покоя к скольжению.

Расчет ресурса колеса и головки направляющей, исходя из максимально допустимого износа $[I_v]$, можно выполнить в предположении, что интенсивность линейного изнашивания зависит от давления в степени $\gamma > 1$:

$$\dot{u}(x, t) = K_1 p^\gamma(x, t).$$

При гранично-элементной дискретизации контакта путь трения для j -го участка поверхности h определяется разностью перемещений на соседних этапах нагружения r и $r + 1$:

$$\Delta u_j^r = u_j^r - u_j^{r-1}; \quad r = 1, \dots, n; \quad j = 1, \dots, m.$$

Если проскальзывание достаточно мало по сравнению с шагом дискретизации, можно пренебречь изменением контактного давления на локальном участке поверхности за элементарную стадию изнашивания. В результате при общем числе шагов изнашивания q объемный износ можно найти суммированием:

$$I_v = \sum_{r=1}^q \sum_{j=1}^n \sum_{i=1}^m K_1 p^\gamma(x_j, t^r) (u_j^r - u_j^{r-1}) h.$$

Для обеспечения эффективной работы СТС в режиме разгона и торможения модулей важным является достижение хорошего сцепления ведущих колес с направляющей при малом (в сравнении с обычным локомотивом) весе транспортного модуля. Как отмечено выше, облегчение эксплуатационного режима СТС обеспечивается конформностью (прилеганием)