

Новые результаты в теории сцепления локомотива

Г. В. САММЕ, докт. техн. наук, профессор Российской открытой академии транспорта (РОАТ)



Сцепление колес локомотива с рельсами является решающим фактором, определяющим при прочих равных условиях критическую норму массы грузового поезда (КНМ) [1]. Таким образом, от реализуемой силы тяги, ограниченной сцеплением, зависят провозная и пропускная способности участков железных дорог, расход песка, износ бандажей и рельсов, расход электрической энергии на тягу поездов, надежность подвижного состава и пути.

Проблема сцепления, следовательно, и теория сцепления весьма актуальны для транспорта, так как в стратегической программе обеспечения устойчивого взаимодействия в системе «колесо–рельс», рассмотренной до 2010 г., предусмотрено повышение массы грузовых поездов и скорости их движения. В 1983 г. МПС во исполнение утвержденной комплексной программы дало

указание о поднятии весовой нормы на грузонапряженных железных дорогах, в частности на ЮУЖД, до 6000 т.

На трех направлениях Южно-Уральской железной дороги подняли массу поезда с 5200 до 6000 т. На этих направлениях при работе электровозов ВЛ10 на одинарной тяге с массой поездов 5200 т из-за растяжек и вынужденной работы на низких ходовых позициях имели место потери объема перевозок

более 8,5%. При массе поезда 6000 т потери объема перевозок будут составлять 27% от запланированного, если не принять меры для обеспечения устойчивой работы электровоза по сцеплению (по данным заместителя руководителя Департамента локомотивного хозяйства МПС А. М. Кривного). Чтобы уменьшить потери объема перевозок вследствие указанных негативных явлений, планировали провести замену электровозов ВЛ10 двенадцатиосными электровозами, но это не было сделано. Для сохранения движения указанных тяжеловесных поездов электровозами ВЛ10 начальник дороги приказом потребовал строго соблюдать условия безостановочного пропуска поездов по участкам, разъездам и станциям со скоростью не менее 40, 60, 70 км/ч в зависимости от профиля участка. Реализация безостановочного пропуска поездов на станциях перед подъемом, к сожалению, приводит к увеличению простоев поездов нормальной массы на промежуточных станциях вместе с локомотивами и бригадами.

Очень сложная проблема на дорогах связана со сцеплением, а именно с большим количеством растяжек. Известно, что растяжка поезда по сцеплению — одно из наиболее тяжелых нарушений работы участка, приводящих к длительному сбою движения [2]. По поводу того, что эту проблему надо решать, во Временной методике и инструкции по проведению опытных поездок для определения критических норм масс грузовых поездов при электровозной тяге было записано: «КНМ поезда устанавливается исходя из того, что остановка поезда может произойти в любой точке профиля, в том числе и на труднейших подъемах. Запас силы тяги локомотива по сцеплению должен обеспечить движение поезда с ускорением после остановки» [1]. О. А. Некрасов, выступая на локомотивной Комиссии НТС в 1984 г., утверждал, что локомотив должен работать с весами составов, которые определяются из условий предела по сцеплению, норм нагрева обмоток ТЭД и возможности освобождения перегона после вынужденной остановки в любом месте участка. Последнее тре-

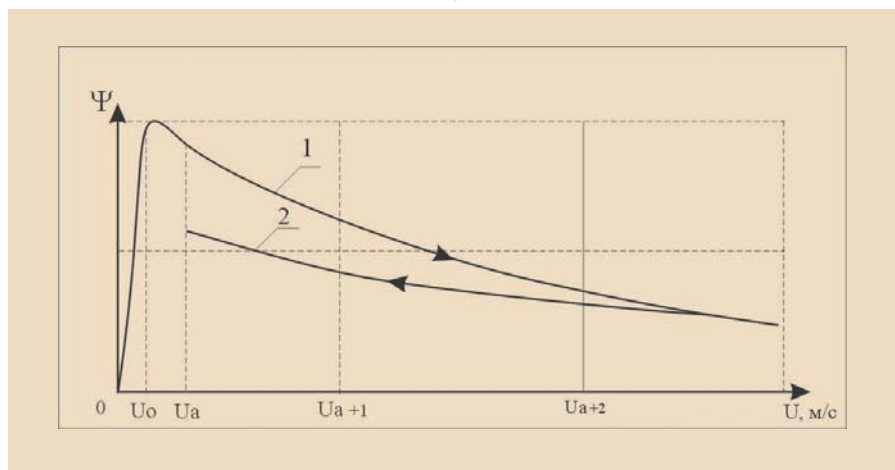


Рис. 1. Характеристика сцепления, установленная Н. Н. Меншутиним [6]

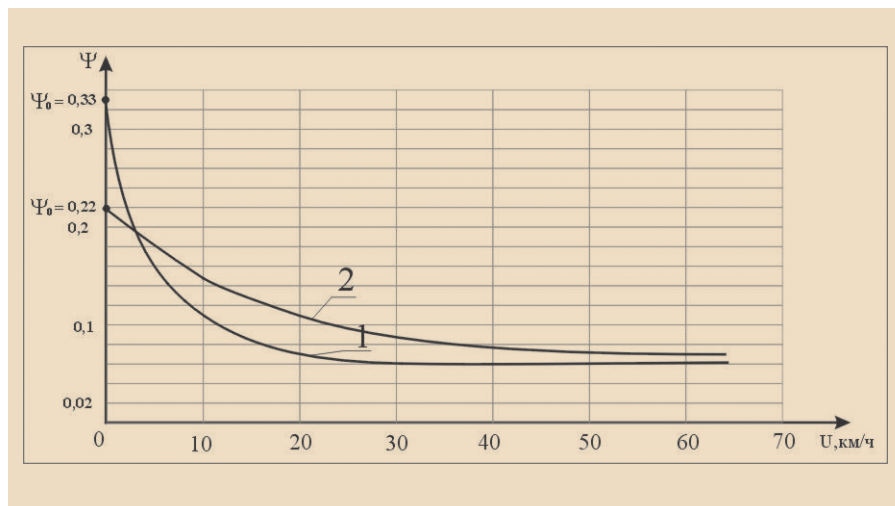


Рис. 2. Характеристики сцепления, установленные М. Р. Барским и И. Н. Сердиновой [7]

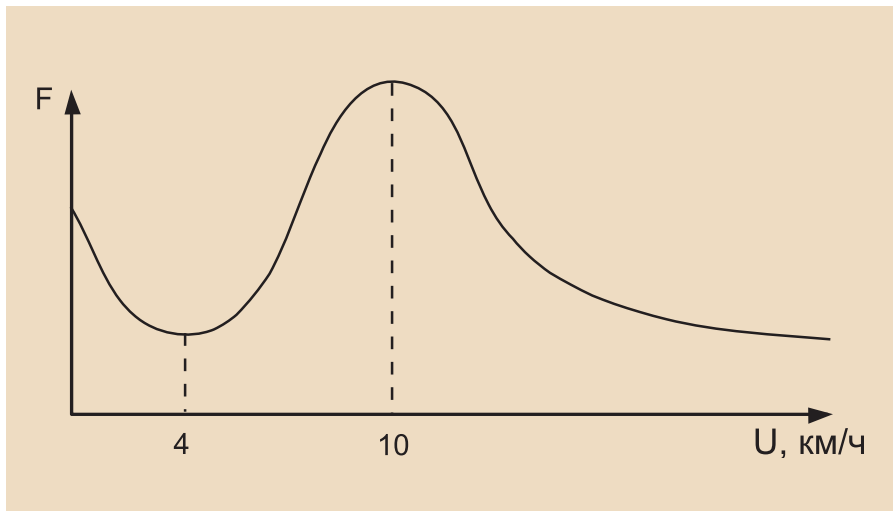


Рис. 3. Полная характеристика сцепления при условии, что скорость скольжения только возрастает [8]

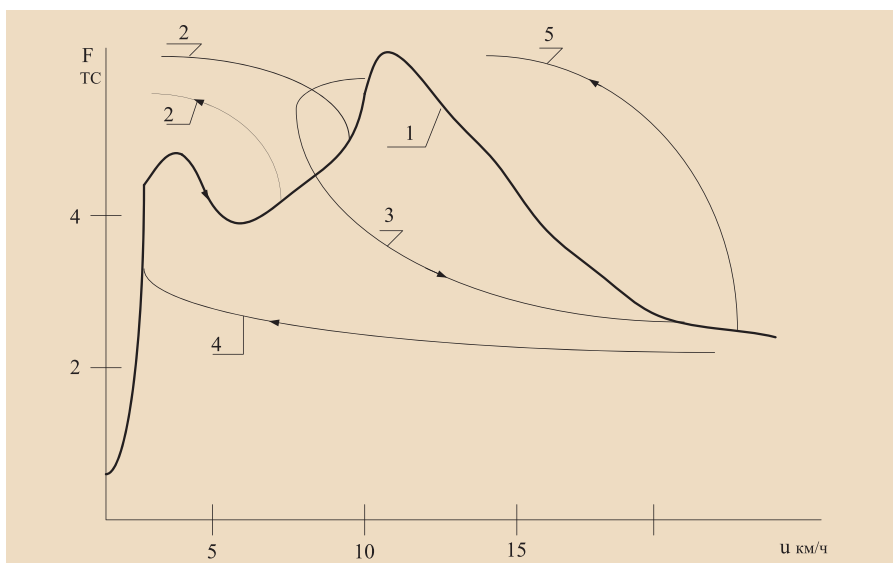


Рис. 4. Характеристики сцепления при росте и снижении скорости скольжения в процессе развития боксования

боксование очень важно. Г. В. Фаминский, анализируя положение дел с методами тяговых расчетов, приходит к выводу, что методы выбора веса состава требуют совершенствования с учетом реальных условий эксплуатации на участках с высоким заполнением пропускной способности, при которых следует предусматривать трогание и разгон поездов на перегоне [3].

Необходимо отметить, что теория сцепления является составной частью теории трения и износа. Д. К. Минов в своей монографии [4] писал, что по своей физической сущности сила сцепления представляет собой разновидность силы сухого трения, реализуемого в процессе перекаtywания колеса по рельсу. Сложность задач теории сцепления объясняется многообразием факторов, оказывающих влияние на силу сцепления колес с рельсами в эксплуатационных условиях. Объектом изучения является не формализован-

ная структура, а реальная проблема в ее многообразии и сложности. Редко встречается в технике такое сочетание неблагоприятных факторов изучения, но это не причина отказываться от теории. Теория крайне необходима. По этому поводу И. П. Исаев отмечал, что задачи в области сцепления весьма сложные и многообразные и требуют в связи с ростом перевозочной работы безотлагательного решения [5].

Практически для решения задач проблемы сцепления длительное время была важна характеристика сцепления, представляющая собой зависимость силы сцепления или коэффициента сцепления от скорости скольжения колесной пары. Характеристику сцепления, которой пользуются многие специалисты локомотивной тяги, одним из первых установил Н. Н. Меншутин в результате обработки методами математической статистики экспериментальных данных [6].

Данная характеристика (рис. 1) состоит из нескольких участков: на первом участке с ростом скорости скольжения (под скоростью скольжения на первом участке понимается изменение предварительного смещения и микропроскальзывания) происходит увеличение потенциального (в данном случае максимального) коэффициента сцепления при скорости скольжения U_0 . Далее имеет место переходной участок, в пределах которого коэффициент сцепления или сохраняет свое значение, или незначительно уменьшается. По данным литературы относительная скорость скольжения (по отношению к скорости движения локомотива), соответствующая потенциальному коэффициенту сцепления, имеет значение 0,5–2%. В начале третьего участка значение скорости скольжения составляет U_a . На третьем участке с увеличением скорости скольжения коэффициент сцепления уменьшается. На рис. 1 показана возвратная ветвь характеристики сцепления — кривая 2. Как видно из построения характеристики, после прекращения скольжения (боксования) значение предельного коэффициента сцепления (предельной силы тяги по сцеплению) меньше, чем значение потенциального коэффициента сцепления, которое было до боксования. Под боксованием будем понимать процесс скольжения колесной пары со значением скорости более U_a . Принято рассматривать два вида процесса боксования: пробоксовку, когда процесс самопрекращается, и глубокий процесс боксования, заканчивающийся устойчивым процессом боксования. Скорость устойчивого процесса боксования зависит от жесткости тяговой характеристики двигателя боксующей колесной пары. Чем больше скорость скольжения, тем меньше сила сцепления, сила тяги. Следовательно, процессы боксования недопустимы, с ними надо бороться и соответственно разрабатывать устройства противобоксовочной защиты (ПБЗ).

Характеристикам сцепления, установленным Н. Н. Меншутиним, свойственны следующие недостатки:

- при скорости скольжения до 20% характеристики, полученные многими авторами, имеют плохую сходимость;
- не установлены значения потенциального коэффициента сцепления и его зависимости от скорости движения электровоза.

Характеристики сцепления, полученные М. Р. Барским и И. Н. Сердиновой [7],

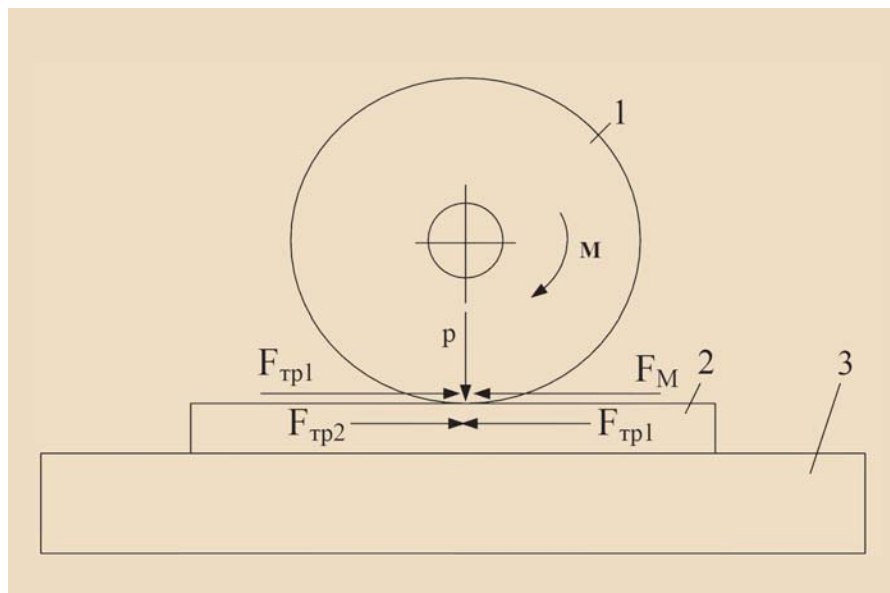


Рис. 5. Схема стеновой установки

построены в абсолютных значениях коэффициента сцепления и скорости скольжения (рис. 2). В соответствии с кривой 1 коэффициент сцепления при нулевой скорости движения электровоза имеет значение 0,33, а при скорости движения электровоза выше 15 км/ч — 0,22.

Изменение коэффициента сцепления в диапазоне скоростей скольжения до 10 км/ч не было исследовано ни Н. Н. Меншутитым, ни М. Р. Барским с И. Н. Сердиновой. Они писали, что зависимость коэффициента сцепления при принудительном скольжении для неподвижного или двигающегося с малой скоростью локомотива, как и зависимость предельного коэффициента сцепления одиночной оси от скорости движения в диапазоне скоростей от 0 до 10 км/ч, должны быть определены при проведении специальных опытов [7].

В результате теоретических исследований, экспериментов на стендах в лабораториях и натурных испытаний электровозов на трех железных дорогах нами были установлены характеристики сцепления принципиально нового вида (рис. 3). Возвратные ветви представлены на рис. 4.

Для доказательства реальности приведенных характеристик сцепления рассмотрим следующие материалы.

По данным М. Р. Барского и И. Н. Сердиновой значение коэффициента сцепления на первом максимуме при относительной скорости скольжения 0,5–2% равно 0,22. При втором максимуме, когда относительная скорость скольжения находится в пределах 7–15%, значение коэффициента сцепления на 35–50% больше, чем при относительном скольжении 1% [9].

Такой вид характеристики сцепления (рис. 4) был экспериментально проверен на стеновой установке в Российском государственном открытом техническом университете путей сообщения (РГОТУПС, в настоящее время — РОАТ). Установка (рис. 5) состоит из колеса 1, имеющего жесткую связь с двигателем мощностью 14 кВт, основания 3 и пластины 2 (промежуточного тела), установленной между основанием и колесом. При начавшемся вращении колеса во фрикционной паре «колесо–рельс» наблюдалось трение скольжения, а во фрикционной паре «пластина–основание» до определенного момента времени — трение покоя. Пока коэффициент трения скольжения меньше коэффициента трения покоя, пластина неподвижна. При увеличении момента двигателя и соответственно тангенциальной нагрузки скорость скольжения увеличивалась, и при некотором ее значении было зафиксировано перемещение пластины с большим ускорением. Таким образом, с ростом скорости скольжения коэффициент трения (сцепления) после уменьшения стал увеличиваться, и в какой-то момент его значение превысило величину трения покоя (потенциального коэффициента сцепления).

Эксперимент проводился при постоянной нормальной нагрузке фрикционных пар, поэтому полученная зависимость в другом масштабе будет представлять зависимость коэффициента сцепления от скорости скольжения.

Представленные характеристики сцепления получены в результате анализа 550 зарегистрированных процессов боксования во время более 200 поездов при испытании электровозов

с устройствами повышения сцепления.

На базе новых результатов были разработаны устройства повышения сцепления (УПС) для электровозов ВЛ22, ВЛ8, ВЛ10 и тепловоза ТЭ3. Для электровозов ВЛ10 были разработаны автоматизированные системы повышения сцепления (АСПС) и микроконтроллерные устройства повышения сцепления (МУПС). В результате эксплуатации электровозов с УПС и АСПС установлено, что за счет использования УПС обеспечивается реализация значений коэффициентов выше 0,3, снижение расхода песка в 10 раз и снижение износа бандажей в 3–4 раза. Надежность электровозов с УПС и АСПС выше по сравнению с серийными электровозами.

На основании новых результатов можно сделать следующее заключение: нужно отказаться от борьбы с боксованием и от разработки противобоксовочных защит (ПБЗ), нужно управлять процессами боксования для обеспечения повышения потенциального коэффициента сцепления и разрабатывать УПС.

ЛИТЕРАТУРА

1. Временная методика и инструкция по проведению опытных поездок для определения критических норм масс грузовых поездов на электровозной тяге, утвержденная зам. министра путей сообщения РФ А. Н. Кондратенко 29 марта 1995 г.
2. Лисицын А. Л., Мугинштейн Л. А. Нестационарные режимы тяги. — М.: Интекс, 2003. — С. 343.
3. Фаминский Г. В. О совершенствовании методов тяговых расчетов // Вестн. ВНИИЖТ. — 1980. — № 2. — С. 15–19.
4. Минов Д. К. Повышение тяговых свойств электровозов и тепловозов с электрической передачей. — М.: Транспорт, 1965. — С. 328.
5. Исаев И. П. Случайные факторы и коэффициент сцепления. — М.: Транспорт, 1977. — С. 182.
6. Меншутин Н. Н. Исследование скольжения колесной пары электровоза при реализации силы тяги в эксплуатационных условиях // Труды ЦНИИ МПС. — Вып. 188 (1960). — С. 113–132.
7. Барский М. Р., Сердинова И. Н. Экспериментальное исследование процессов боксования и юза электровозов // Проблемы повышения эффективности работы транспорта. Вып. 1. — М.: Изд-во АН СССР, 1953.
8. Самме Г. В. Фрикционное взаимодействие колесных пар локомотива с рельсами. — М.: Маршрут, 2005. — С. 77.
9. Logston C. F., Itami G. S. Locomotive friction-creep studies // Trans ASME, J. Eng. Ind., 1980, 102. — P. 275–281.