



Движение поезда по кривой: дополнительные энергопотери



Игорь АЛЕКСАНДРОВ

Igor C.ALEXANDROV

В статье оценивается связь между фрикционными силами, возникающими в контакте колесной пары с рельсом и характером дорожной кривой. Исследование выполнено на основе формулы Эйлера, которая устанавливает энергетическое соотношение в паре канат – цилиндр (кнехт). Теоретический анализ, по мнению автора, доказывает в том числе перспективность при определенных условиях модульной схемы комплектования состава (см. публикацию автора в предыдущем номере «МТ», 2013, № 5 с учетом редакционного резюме о необходимости всестороннего изучения вопроса). Статья носит оригинальный и во многом дискуссионный характер.

Ключевые слова: железная дорога, колесная пара, рельс, кривая, фрикционные силы, энергопотери, формула Эйлера.

Александров Игорь Константинович – доктор технических наук, профессор Вологодского государственного университета, Вологда, Россия.

Всеми признано, что движение железнодорожного состава по кривой не обходится без дополнительных энергетических затрат и является причиной интенсивного износа колесных пар и головки рельсов. В связи с этим разработана нормативная документация, регламентирующая требования к устройству кривых с учетом скоростного режима и вида состава [1, 2]. В частности, используют методики расчета превышения внешнего рельса, благодаря чему компенсируется боковое действие центробежной силы, возникающей при движении поезда по кривой. Не вдаваясь в подробности расчета по этим методикам, рассмотрим сам принцип компенсации бокового воздействия на экипаж центробежной силы за счет наклона рельсового пути в сторону поворота.

На рис. 1 представлена схема сил, действующих на экипаж при движении по кривой, где $F_{ц}$ – центробежная сила (Н), G – сила тяжести экипажа (Н), R – результирующая сила (Н), ϕ – угол наклона рельсового пути (град).

Используем известные физические закономерности: $F_{ц} = \frac{mv^2}{r}$ и $G = mg$, где m –

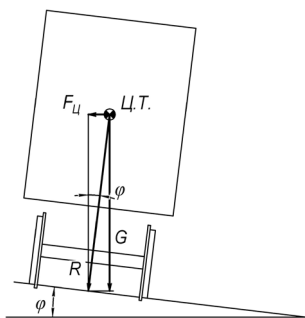


Рис. 1. Компенсация боковой центробежной силы за счет наклона рельсового пути в сторону поворота: $F_{ц}$ – центробежная сила; G – сила тяжести экипажа; R – результирующая сила; ϕ – расчетный угол наклона рельсового пути; Ц.Т. – центр тяжести экипажа.

Pic. 1. Compensation of lateral centrifugal force by inclination of rail track to the turn side: $F_{ц}$ – centrifugal force; G – gravity force of a coach; R – resultant force; ϕ – calculated degree of inclination of the rail track; Ц.Т. – center of gravity of a coach.

масса экипажа (кг); v – скорость движения (м/с); r – радиус кривой (м); g – ускорение свободного падения (м/с²). Определяем искомую величину ϕ :

$$\phi = \arctg \frac{mv^2}{rmg} = \arctg \frac{v^2}{rg}. \quad (1)$$

Например, при $v = 100$ км/ч (27,78 м/с) и $r = 800$ м получаем компенсирующий угол наклона рельсового пути $\phi \approx 6^\circ$.

Итак, мы избавились от бокового действия центробежной силы. Кроме того, за счет конусности (1:20) поверхности катания колес исключаем их буксование в повороте (благодаря конусности при движении в повороте внешнее колесо имеет большую окружную скорость, чем внутреннее [3]). Однако реальный интенсивный боковой износ головки рельсов, уложенных на криволинейных участках, и износ гребней колес свидетельствуют о том, что данных мероприятий явно недостаточно (см. рис. 2, 3).

Интенсивный износ гребней и боковой поверхности головки рельса вполне объясним.

Если основная часть колеса, контактируя с рельсом по поверхности катания, получает окружную скорость, очень близкую к переносной скорости колесной пары и в этом случае силу сопротивления движению можно оценить величиной коэффициента трения качения, то гребень, контактирующий с боковой гранью головки рельса, имеет окру-

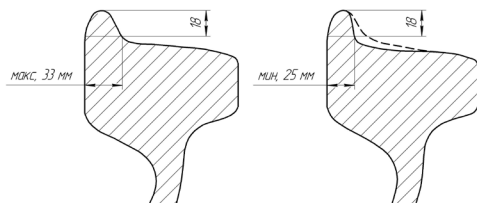


Рис. 2. Нормативные требования по износу гребня колесной пары.

Pic. 2. Regulations: specifications on the wear and tear of the wheel flange.

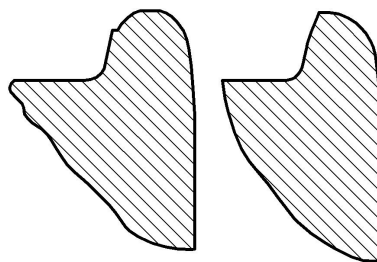


Рис. 3. Остроконечный накат гребня.

Pic. 3. Pointed rolling edge of the wheel flange.

ную скорость, существенно превышающую переносную скорость колесной пары (рис. 4). Следовательно, в последнем случае между контактирующими телами возникает проскальзывание, что уже приходится оценивать коэффициентом трения скольжения.

Согласно триботехническим исследованиям [4] коэффициент трения скольжения на порядок больше, чем коэффициент трения качения, что и определяет причину повышенного износа гребней и боковой грани головки рельса.

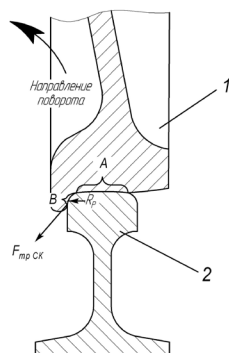
О появлении дополнительного сопротивления движению поезда на кривой свидетельствует также ощутимая потребность в увеличении тяги локомотива по сравнению с силой тяги при движении того же состава на прямолинейном участке. Естественно, возникает вопрос, почему необходимо увеличивать мощность локомотива для сохранения заданного скоростного режима на кривой, если мы компенсировали боковую центробежную силу и устранили буксование колес. Значит, все же что-то не учли?

Совершенно верно. Неучтенным оказался весьма значимый фактор: при передаче тягового усилия от локомотива к колесным парам в кинематической цепи поезда при движении его по кривой происходит трансформация потока мощности (кинематиче-



Рис. 4. К объяснению изменения условий сопротивления движению колеса с учетом поверхности контакта с рельсом: 1 – внешнее колесо; 2 – головка рельса; А – область трения качения, В – область трения скольжения; R_p – боковая реакция рельсового пути при движении по кривой; $F_{трСК}$ – сила трения скольжения в контакте гребень колеса – боковая грань головки рельса.

Fig. 4. To the explanation of change of conditions of resistance to wheel motion with the account for surface of a contact area: 1 – external wheel, 2 – rail head, А – area of rolling friction, В – area of slipping friction, R_p – lateral reaction of rail track during rolling in curves; $F_{трСК}$ – slipping friction force in the contact area of wheel flange with lateral border of rail head.



ская цепь поезда подробно рассмотрена в работе [5]).

Для начала отметим, что движение поезда по кривой с сохранением заданной (расчетной) скорости невозможно в режиме выбега и тем более в режиме торможения. В этих случаях происходит непрерывное снижение скорости движения состава, а значит – пропадает и компенсирующий эффект наклона рельсового пути. Более того, по мере снижения скорости наклон рельсового пути уже играет отрицательную роль. Очевидно, что сохранение заданной (расчетной) скорости возможно лишь при движении поезда в режиме тяги, а это неизбежно приводит к возникновению иных (дополнительных) боковых сил, противодействующих движению состава, ведомого головным локомотивом.

Следует обратить внимание на то, что силы реакции рельсового пути, обеспечивающие поворот состава, действуют строго в горизонтальной плоскости. Это действие совершается со стороны боковой грани головки рельса на гребень внешнего колеса, передается именно через область контакта «В» (рис. 4), где и возникает, как указано, сила трения скольжения. Назовем эти дополнительные силы сопротивления движению силами второго рода.

Появление сил второго рода не зависит от скоростного режима состава, то есть они возникают и при движении поезда со скоростью пешехода, когда действием центробежной силы можно пренебречь. Самое интересное заключается в том, что эти силы (в отличие от центробежных) мы не можем компенсировать ни наклоном рельсового пути, ни каким-либо другим способом, ибо, устранив их, мы исключаем и саму возможность поворота состава.

Причина возникновения сил второго рода заключается в следующем.

Вектор тягового усилия P локомотива постоянно меняет направление по длине состава, движущегося по кривой (рис. 5). Изменение направления действия силы может быть вызвано только действием другой внешней силы, и при этом процессе, безусловно, затрачивается энергия. В данном случае такой внешней силой является сила реакции R_p рельсового пути. Собственно говоря, поворот любого наземного транспортного средства осуществляется за счет реакции дороги, и поезд в этом отношении не является исключением.

Допустим, что мы имеем состав из 100 вагонов, который содержит 400 колесных пар. Следовательно, вектор тягового усилия изменит свое направление 400 раз. Это особенность механизма поворота поезда, которая не характерна для других наземных транспортных средств.

Очевидно, что представлять трансформацию тягового усилия P как дискретную функцию в зависимости от количества колесных пар в составе не имеет смысла. Вполне допустимо, применив понятие бесконечно малых величин, представить изменение P в виде непрерывной функции в зависимости от длины состава, движущегося по кривой. В таком случае можно воспользоваться уже решенной задачей, представив поезд в виде каната, контактирующего с частью цилиндрической поверхности – кривой рельсового пути.

Великий ученый Л. Эйлер установил, что при контакте каната с цилиндрической поверхностью (кнехтом) между силой P , натягивающей канат за один конец, и силой Q , удерживающей этот канат за другой конец, действует соотношение (знаменитая формула Эйлера):

$$Q = P \cdot e^{-\mu\alpha}, \quad (2)$$

где μ – коэффициент трения покоя в паре трения (канат-кнехт), α – угол обхвата цилиндра канатом (рад).

Зависимость (2) установлена для неподвижного состояния системы.

Проведем небольшую манипуляцию с данной системой, выведем ее из статического состояния. Это сделать несложно, достаточно уменьшить удерживающую силу на некоторую величину ΔQ . Тогда канат придет в движение относительно неподвижного кнехта. При этом изменятся условия трения в паре канат-цилиндр. А именно, уменьшится величина коэффициента трения, так как в соответствии с исследованиями того же Эйлера и современной науки трибологии [4] коэффициент трения покоя существенно больше коэффициента трения скольжения: $\mu > \mu_{ск}$.

Представим новое состояние системы в следующем виде:

$$Q - \Delta Q = P \cdot e^{-\mu_{ск}\alpha}; \quad Q - \Delta Q = Q_{дв},$$

где $Q_{дв}$ – величина усилия, обеспечивающая движение системы с постоянной скоростью.

Таким образом, вместо статической системы мы получили передаточный механизм, энергетическую эффективность которого можно оценить с помощью КПД (η), а его, как известно, определяют отношением некоего энергетического показателя на выходе передаточного механизма к аналогичному энергетическому показателю на его входе. В данном случае в качестве энергетических показателей используем силы $Q_{дв}$ и P :

$$\eta = Q_{дв} / P = 1 / e^{\mu_{ск}\alpha}. \quad (3)$$

Представляется удобным использовать и такую характеристику, как относительные потери в передаче: $k = 1 - \eta$. Тогда, располагая величиной тягового усилия $P_{пр}$, необходимого для движения поезда на прямом участке пути ($P_{пр}$ находится обычным тяговым расчетом), можно определить величину дополнительного тягового усилия ΔP , требуемого для преодоления сил второго рода при движении по кривой:

$$\Delta P = k P_{пр}. \quad (4)$$

Используя полученные зависимости, попробуем в первом приближении оценить

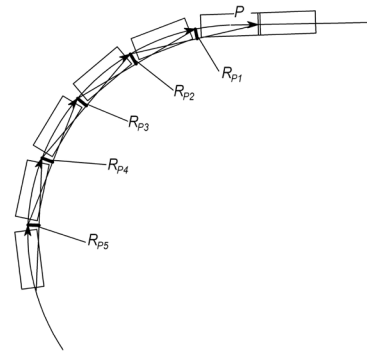


Рис. 5. Изменение вектора тягового усилия локомотива при движении по кривой: P – суммарное тяговое усилие локомотива с учетом дополнительных потерь от действия сил второго рода; $R_{p1}, R_{p2}, R_{p3}, \dots$ – элементарные силы реакции рельсового пути.

Pic. 5. Changing of vector of traction effort of locomotive moving in the curve: P – total traction effort of locomotive with the account for additional losses caused by forces of second order; $R_{p1}, R_{p2}, R_{p3}, \dots$ – elementary forces of reaction of rail track.

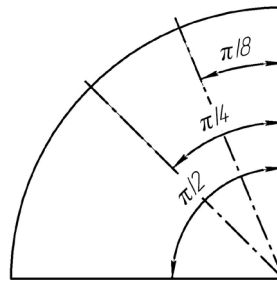


Рис. 6. К расчету параметров, определяющих величину сил второго рода.

Pic.6. To the calculation of parameters determining secondary forces.

влияние параметров кривой на увеличение энергетических затрат при движении поезда по кривой. Примем коэффициент трения в контакте гребень – боковая поверхность головки рельса $\mu_{ск} = 0,15$ (согласно [4] такая величина определяет коэффициент трения скольжения сталь по стали).

Допустим, что поезд движется по кривой с углом обхвата $\pi/2$ (рис. 6), в результате расчета получаем: $\eta = 0,7901$; $k = 0,2099$.

Теперь представим, что вместо поезда, ведомого головным локомотивом, используется состав из двух модулей. Тогда угол обхвата для каждого модуля составит $\pi/4$. В результате расчета получаем: $\eta = 0,8889$; $k = 0,1111$.

Увеличим количество модулей в составе до четырех – $\alpha = \pi/8$. Получаем: $\eta = 0,9428$; $k = 0,0572$.

На рис. 7 представлены результаты расчета в виде графиков.



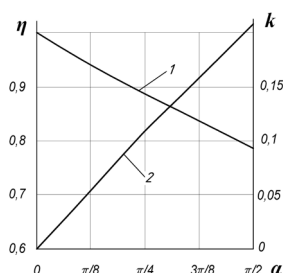


Рис. 7. Изменение показателей, характеризующих величину сил второго рода, в зависимости от угла обхвата при движении состава по кривой:
1 – $\eta = (\alpha)$; 2 – $k = (\alpha)$.

Fig. 7. Changing of indices that characterize values of forces of secondary order, in dependence on the angle of contact during train moving in curve: 1 – $\eta = (\alpha)$; 2 – $k = (\alpha)$.

Вывод очевиден: мотор-вагонная схема состава практически свободна от возникновения сил второго рода.

Представленные исследования еще раз доказывают перспективность модульной схемы комплектования состава и неэффективность тяжеловесных грузовых поездов с головным локомотивом (см. [5]).

Показав закономерности возникновения сил второго рода при движении поезда

по кривой, автор не претендует на высокую достоверность полученных цифровых значений η и k , поскольку явление проскальзывания не равноценно абсолютному скольжению. Необходимы экспериментальные исследования в отношении определения фактической величины $\mu_{ск}$ в паре гребень – боковая грань головки рельса.

Измерение данного показателя не требует изготовления дорогостоящих установок. Это может быть выполнено в результате натурных испытаний с использованием штатной измерительной аппаратуры.

ЛИТЕРАТУРА

1. Строительные нормы и правила РФ. Железные дороги колеи 1520 мм. СНиП 32–01–95. Минстрой России, 1995.
2. Железнодорожный путь / Под ред. Т. Г. Яковлевой. – М.: Транспорт, 2001. – 420 с.
3. Большая Советская Энциклопедия / Гл. ред. А. М. Прохоров. – 3-е изд. – М.: «Сов.энциклопедия», 1973. – Т. 12 («Кварнер» – «Коигур»). – 634 с.
4. Гаркунов Д. Н. Триботехника. – М.: Машиностроение, 1985. – 424 с.
5. Александров И. К. Модульный состав – повышение энергоэффективности // Мир транспорта. – 2013. – № 5. – С.28–37.

THE TRAIN IN CURVE: ADDITIONAL POWER LOSSES

Alexandrov, Igor C. – D. Sc. (Tech), professor of Vologda State university, Vologda, Russia.

ABSTRACT

The article assesses relationship between friction forces in the contact area of wheelset and rail and the features of track curve. The study has been developed on the basis of Euler formula that establishes a ratio of forces in a pair rope – cylinder (capstan). Theoretical analysis argues under certain conditions in favor of positive outlook of modular trains (see also the article by the same author in previous issue of *Mir Transporta* (World of Transport and Transportation) Journal, 2013, Vol. 49, Iss. 5, pp.28–37 taking into account editorial remark on the necessity of comprehensive study of the subject).

ENGLISH SUMMARY

Background. The motion of rail trains in curves causes additional power losses and wear and tear of wheelsets and rail heads. There are regulations that govern construction of track curves providing for velocity and train type [1, 2]. The methods to calculate the elevation of exterior rail permit compensating lateral impact of centrifugal force that influences train motion in curves. The process of compensation with the help of inclination of track to the turning side is described with the help of pic.1, formulas of physics laws (1). Inclination helps to avoid impact of lateral centrifugal force and conicity of the surface of wheels rolling permits to avoid slipping in the curve. But the real intensive wear and tear of a rail head and of a wheel flange (Pic. 2 and 3) show that those instruments are not sufficient to neutralize the negative effect there-of.

The process of wear and tear can be explained as follows. The main part of the wheel, being in contact with the rail on the rolling surface, receives peripheral speed which is very close to transportation speed of a wheel set, and the resistance of motion can be evaluated through the value of the rate of rolling friction. The wheel flange, which contacts lateral face of rail head, has peripheral speed that considerably exceeds transportation speed of wheelset (Pic.4). Consequently the slipping arises between the bodies in contact and this phenomenon has to be evaluated through sliding friction rate.

According to tribological engineering studies [4] the rate of sliding friction is by far higher than the rate of rolling friction, and that is the reason for enlarged wear and tear of wheel flange and lateral face of rail head. The resistance to motion of the train in curves causes necessity to increase the locomotive traction as compared to traction at the straight track.

Objectives. The task is to find alternative solutions to the problem of train motion in the curves besides increasing traction forces of locomotive and to minimize power losses.

Methods. The author focuses on the study of the process of transmission of traction force from locomotive to wheelsets during which the output flow is transformed. The article considers train as a kinematic chain (it was studied in [5]), using Euler formula and introducing the notion of the forces of secondary order.