УДК 629.4.015:625.3

К вопросу об увеличении осевой нагрузки

Владимир КОТУРАНОВ
Vladimir N. KOTURANOV

Евгений КОРОЛЬКОВ
Evgeny P. KOROLKOV

Сергей КОРЖИН
Sergey N. KORZHIN

Корольков Евгений Павлович *– доктор технических наук, профессор Московского государственного университета путей сообщения (МИИТ), Москва, Россия.*
Котуранов Владимир Николаевич *– доктор технических наук, профессор МИИТ, Москва, Россия.*
Коржин Сергей Николаевич *– кандидат технических наук, доцент МИИТ, Москва, Россия.*

On Increase of Axial Load
(текст статьи на англ.яз. – English text of the article – p.42)

Рассматривается влияние увеличения осевой нагрузки на взаимодействие колеса и рельса, вопросы напряженного состояния в области их контакта и скорости изнашивания контактируемых поверхностей. Отмечается увеличение главных напряжений и напряжений чистого сдвига вне области контакта. Поскольку износ пропорционален приложенному усилию, то и скорость износа поверхностей колеса и рельса увеличивается. Подчеркивается необходимость изучения влияния увеличения нагрузки и на другие элементы подвижного состава, верхнего строения пути, земляного полотна.

Ключевые слова: осевая нагрузка, железная дорога, производительность, напряженное состояние, пятно контакта, площадь и скорость изнашивания, трещины, усталость, циклы нагрузки и разгрузки, области сдвига.

Известно, что производительность железных дорог можно повысить за счет роста пропускной и провозной способности. В свою очередь, провозная способность при неизменности геометрических параметров единиц подвижного состава может быть увеличена с увеличением осевой нагрузки. А та опять же влечёт за собой изменение напряженного состояния в контакте колеса и рельса.

Как показывают исследования, напряженное состояние в контакте достигается давлением в области контакта, от которого зависят напряжения. Так, рассматривая герцевский контакт сферического индентора с упругим полупространством, Губер [1] определил напряжения в декартовой системе координат следующими выражениями [2]:

$$\sigma_y = q_0\psi_y(r, z);$$
$$\sigma_z = q_0\psi_z(r, z); \qquad (1)$$
$$\tau_{yz} = q_0\psi_{yz}(r, z).$$

Нетрудно видеть, напряженное состояние для каждой точки определяется средним давлением q_0,

где $q_0 = P/S$. (2)

В нашем случае P – сила давления колеса на рельс, S – площадь контакта. Второй сомножитель правой части формул (1)

Таблица 1

Допускаемые напряжения в колесной и рельсовой сталях

Марка стали	МПа				
	$[\sigma_р]$	$[\sigma_и]$	$[\sigma_{кр}]$	$[\sigma_{сд}]$	$[\sigma_{см}]$
С2	80	100	65	50	120
М76В	90	120	75	65	145

зависит от физических характеристик контактируемых материалов и координат рассматриваемой точки. Если обратиться к формулам, приведенным в работе [3], в которой рассматривается напряженное состояние в контакте колеса и рельса, то и там можно видеть, что напряжения в конкретной точке зависят от давления, равного

$$q_0 = \frac{3P}{2\pi ab}, \qquad (3)$$

где q_0 – давление в центре пятна контакта, a, b – полуоси эллипса контакта.

Увеличение осевой нагрузки приведет к увеличению напряжений как на поверхности контакта, так и в области, примыкающей к пятну контакта, и увеличение напряжений пропорционально увеличению осевой нагрузки.

Если теперь воспользоваться формулами для расчета наибольших напряжений [4], учитывая нормативные параметры вагонного колеса и рельса, то получим следующие расчетные значения давления и напряжений в рельсе:

$$q_0 = m_q \sqrt[3]{\frac{PE^2}{R^2}} = 114{,}3 \text{ МПа}. \qquad (4)$$

Координата наиболее опасной точки лежит на оси, перпендикулярной пятну контакта, и проходит через центр площадки контакта. Величина наибольшей разности главных напряжений в этой точке составляет

$$\sigma_z = 0{,}63\, q_0 = 72{,}0 \text{ МПа}, \qquad (5)$$

а величина наибольшей разности на поверхности контакта находится на конце большой полуоси и составляет

$$\sigma_x = 0{,}25\, q_0 = 28{,}6 \text{ МПа}. \qquad (6)$$

В настоящий момент при статической нагрузке в 125 КН и коническом профиле поверхности катания колеса напряжение смятия в области контакта составляет 114,3 МПа.

Увеличение осевой нагрузки на 20% приведет к увеличению соответствующих величин, значения которых будут:

$$q_0 = 121{,}5 \text{ МПа}, \sigma_z = 78{,}6 \text{ МПа}, \sigma_x = 30{,}4 \text{ МПа}. \qquad (7)$$

Значения допускаемых напряжений колесной (С2) стали и рельсовой (М76В) приведены в таблице 1.

Сравнивая значения величин (7) с допускаемыми значениями, видим, что напряжение на поверхности пятна контакта колеса превосходит допускаемое напряжение смятию, а расчетное напряжение на вертикальной оси через центр пятна почти равно допускаемому напряжению растяжения (78,6<80).

Если же учесть коэффициент динамики [5] к=1,4, то указанные в выражениях (7) величины увеличат свои значения – $q_0 = 135{,}9$ МПа, $\sigma_z = 87{,}9$ МПа, $\sigma_x = 34{,}0$ МПа.

Для колес расчетные напряжения существенно превосходят допускаемые, а для рельсов – незначительно меньше.

Контактное взаимодействие, к которому относится взаимодействие колеса и рельса, сопровождается разрушением контактируемых тел. Отмечается [6], что разрушению способствуют главные касательные напряжения:

$$\tau_{xy} = \tau_{12} = (\sigma_1 - \sigma_2)/2, \ \tau_{xz} = \tau_{13} = (\sigma_1 - \sigma_3)/2, \ \tau_{yz} = \tau_{23} = (\sigma_2 - \sigma_3)/2. \qquad (8)$$

Внедрение сферического индентора в упругое полупространство показывает [3], что под областью контакта внутри его главные напряжения сжимающие и сходны по величине. Внутри области частицы материала находятся под всесторонним сжатием, что устраняет возникновение поверхностного разрушения при статическом сжатии (рис. 1). В то же время радиальные контактные напряжения вне зоны контакта становятся растягивающими, окружные остаются сжимающими, вертикальные обращаются в ноль. Таким образом, вне пятна контакта напряженное состояние представляет собой чистый сдвиг, что способствует разрушению контактируемых тел.

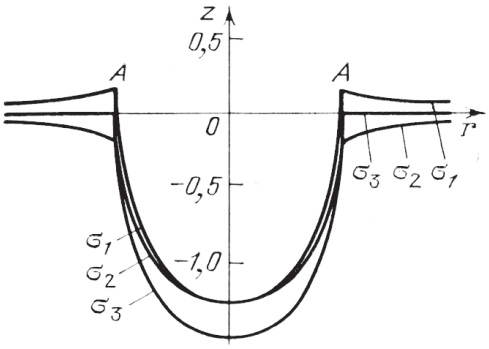

Рис. 1. Главные напряжения на поверхности полупространства для поля Герца.

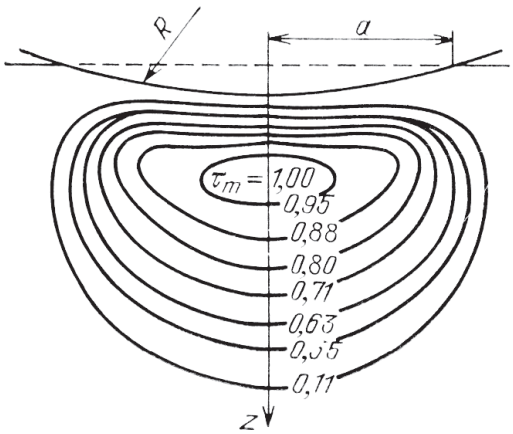

Рис. 2. Линии равных максимальных касательных напряжений в плоскости осевого сечения.

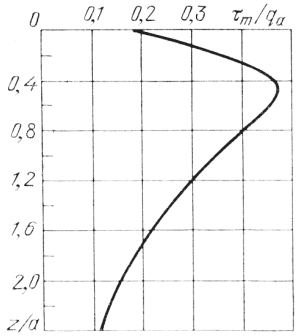

Рис. 3. Изменение максимальных касательных напряжений по глубине.

На рис. 2 показаны линии равных наибольших полуразностей главных напряжений, которые образуются на некоторой глубине от поверхности соприкасания.

Максимальное касательное напряжение возникает на глубине z = 0,49 r (рис. 3) при внедрении сферического индентора (r – радиус пятна контакта) в упругое полупространство. При контактировании колеса и рельса в статическом положении эллипс пятна контакта имеет эксцентриситет 0,95, и по данным работы [4] максимальным касательным напряжением является τ_{yz} = 74,3 МПа и оно наблюдается на глубине z = 1,65 мм. С увеличением давления за счет динамики главные напряжения как на глубине области контакта, так и вне пятна контакта возрастают, и если по каким-либо причинам в этих областях возникают микротрещины, то большие напряжения способствуют развитию этих трещин в магистральные, а в конечном итоге – к разрушению материала.

Возникновение больших касательных напряжений поперек оси пути и конечные размеры колеса объясняют возникновение наплывов металла на поверхности катания к внешней стороне колеса и образование ложного гребня. И если число обточек колесных пар по этой причине составляло в какой-то момент 4,7%, то с увеличением осевой нагрузки этот процент увеличится.

Следует заметить, что нами рассмотрено воздействие только вертикальных сил. При движении колесной пары и поперечном ее смещении одно из колес подскальзывает [6], в контакте колеса с рельсом возникают касательные силы и, как следствие, касательные напряжения, причем и на поверхности контакта, и на отмеченной глубине от поверхности контакта.

Учитывая критерий касательных напряжений, базирующийся на критерии Данг Вана [7,8], усталостное разрушение может возникнуть при незначительных касательных напряжениях (рис. 4), если главные напряжения велики.

Анализируя диаграмму, надо иметь в виду, что усталостные разрушения могут происходить и при малых значениях главных напряжений, если касательные напряжения таковы, что точка попадает в зону разрушения.

Усталостное разрушение происходит по истечении определенного числа циклов нагрузки и разгрузки, и потому при одном обороте колеса глубинные частицы проходят один цикл, а поверхностные вдоль пути – два. Это объясняется тем, что области сдвига образуются спереди и сзади пятна катания.

Увеличение осевой нагрузки приведет к увеличению скорости износа поверхно-

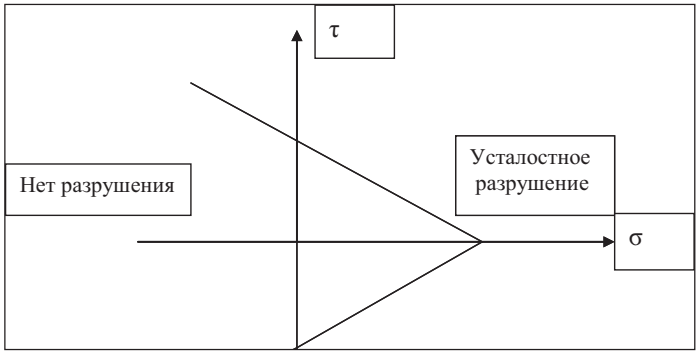

Рис. 4. Диаграмма Данг Вана циклической усталости при многоосном нагружении.

сти катания контактирующих тел, ибо скорость износа [8] прямо пропорциональна нормальному давлению:

$$\gamma = k^{12} p_n v^{12}, \qquad (9)$$

где γ – скорость износа контактирующих тел;

k^{12} – суммарный коэффициент износа материалов трущихся поверхностей ($k^{12} = k^1 + k^2$, где k^1 – коэффициент износа первого тела, k^2 – коэффициент износа второго);

p_n – нормальное контактное давление;

v^{12} – относительная скорость скольжения тел относительно друг друга.

Увеличение осевой нагрузки на 20% увеличит скорость износа также на 20%.

Не анализируя детально влияние увеличения осевой нагрузки на прочность кузова вагона, отметим лишь пропорциональное увеличение статического прогиба пружинного комплекта с последующим ухудшением вертикальной и горизонтальной динамики.

Как отмечалось в [6], в связи с поперечными перемещениями колесных пар одно из колес начинает скользить. В результате появляются силы сопротивления движению в виде сил трения, которые пропорциональны осевой нагрузке. Поэтому увеличение осевой нагрузки приведет к увеличению сил сопротивления движению как в прямых, так и кривых участках пути.

В статье затронуты некоторые проблемы, возникающие в элементах подвижного состава и верхнего строения пути, но не затронуто влияние увеличения нагрузки на земляное полотно, искусственные сооружения, продольные силы в поезде, его устойчивость и т. д. Отсюда потребность в проведении тщательного и всестороннего исследования, чтобы представить все неизбежные здесь взаимозависимости в комплексе. Вне такого подхода научный анализ превращается в голое теоретизирование и может оказаться простой абстракцией.

ЛИТЕРАТУРА

1. Huber, M. T. Zur Theorie der Berührung fester Elastischer Körper // Ann, Phys., Leipzig. –1903. – Bd.14, H. 1, N 6. – S. 153–163.
2. Колесников Ю. В., Кожевников Е. М. Механика контактного разрушения. – М.: Наука, 1989. – 224 с.
3. Беляев Н. М. Местные напряжения при сжатии упругих тел //Труды по теории упругости и пластичности. – М.: Гостехиздат, 1957. – С. 31–146.
4. Беляев Н. М. Вычисление наибольших расчетных напряжений // Труды по теории упругости и пластичности. – М.: Гостехиздат, 1957. – С. 231–260.
5. Вершинский С. В., Хусидов В. Д., Данилов В. Н. Динамика вагона. – М.: Транспорт, 1991. – 360 с.
6. Корольков Е. П. Снижение износа колес железнодорожного подвижного состава при конструктивных изменениях ходовых частей / Дис... док. техн. наук. – М., 1997. – 229 с.
7. Ekberg, A. Rolling contact fatigue of railway wheels – computer modeling and in-field data / A. Ekberg // Proceedings of 2nd mini conf. Contact mechanics and wear of railway systems. – 1996 – P.154–163.
8. Сокало А. В. Совершенствование профиля поверхности катания колеса вагона на основе контактной усталости /Дис... канд. техн. наук. – Брянск, 2011. – 142 с.
9. Шульц В. В. Форма естественного износа деталей машин и инструментов. – Л.: Машиностроение, 1990. – 208 с.

Координаты авторов: Корольков Е.П. – epkorolk37@rambler.ru, Котуранов В.Н. – +7(495) 684–22–10, Коржин С.Н. – korjin@miit.ru.
Статья поступила в редакцию 31.10.2014, принята к публикации 19.01.2015.

Статья подготовлена на основе материалов, представленных авторами на Международной научно-практической конференции «Конструкция, динамика и прочность подвижного состава», посвященной 75-летию со дня рождения В. Д. Хусидова (МИИТ, 20–21 марта 2014 года).