

©Малицкий И.Ф., Чернятина Е.В.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНО-ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ КОНТАКТНЫХ ДАВЛЕНИЙ В СОПРЯЖЕНИИ ПОЛОЙ ОСИ СО СТУПИЦЕЙ ВАГОННОГО КОЛЕСА

1. Постановка проблемы

Развитие транспортного машиностроения в направлении повышения грузоподъемности и скорости движения поездов железнодорожного транспорта предъявляет к подвижному составу ряд новых требований. Снижение веса на неподрессоренную часть тележки вагона, т.е. колесную пару, надежность соединения в процессе эксплуатации, прочность соединения колеса вагона с осью, улучшение ходовых качеств, уменьшение воздействия на верхние строения железнодорожного пути. Одним из направлений выполнения решения этой задачи является создание легких колесных пар с пустотелыми осями и биметаллическими колесами (легкий прочный сплав, бандаж стальной). В Украине ежегодно изготавливается более 100000 колесных пар. Создание облегченных колесных пар позволяет сэкономить десятки миллионов гривен и десятки тысяч тонн металла за счет уменьшения веса оси и сокращения эксплуатационных расходов.

2. Анализ основных исследований и публикаций

Большой вклад в создании прочных и долговечных колесных пар со сплошными и полыми осями внесли советские ученые: Серенсен С.В., Андреев Г.Я., Зобнин Н.П., Гречищев Е.С. и др. Анализ показывает, что зарубежные (США, Германия, Швеция) и первые советские варианты колесных пар с полыми осями не получили широкого распространения по причинам образования усталостных трещин на подступичной части полых осей и ослабление прочности сопряжения оси с колесом. Полые оси изготавливались из стальных цельнокатаных труб, центробежной отливкой и путем высверливания отверстий, что не позволяло получить равномерную толщину стенок полых осей. Применение сравнительно жестких ступиц и зигзагообразное расположение волокон металла подступичной части оси, вызванное продольной высадкой утолщенной части оси, послужили дополнительными причинами снижения усталостной прочности осей в зоне сопряжения. В рассмотренных работах показано, что упрочнение поверхностного слоя металла подступичной части оси роликами повышает усталостную прочность осей в 2–2,5 раза, а также прочность сопряжения в процессе эксплуатации. При сборке с термовоздействием прочность сопряжения, при сниженных натягах на 25 %, увеличивается в 1,5–2 раза по сравнению с запрессовкой. Применение антикоррозионных покрытий снижает концентрацию напряжений и фреттинг коррозию на подступичной части оси.

Прочность сопряжения колеса с осью возрастает с увеличением жесткости сопрягаемых элементов и натяга. Усталостная прочность наоборот снижается с увеличением указанных параметров. Поэтому для оптимального подбора натяга, конфигурации охватывающей детали и жесткости сопрягаемых элементов представляет интерес разработка метода определения контактных давлений в соединениях натурального колеса с полой и цельной осью.

3. Основной материал

На основании анализа основных исследований, только комплексный подход к обеспечению усталостной прочности полой оси прочности ее сопряжения с колесом путем рационального подбора жесткости сопрягаемых элементов величины натягов, применение упрочняющей накатки роликами и других конструктивно – технологическим методов позволит создать надежные и долговечные колесные пары, в том числе и с полыми осями. Для этого, прежде всего, необходимо определить контактные давления в зоне сопряжения колеса с осью, которые возникают при разных вариантах сопряжения и разных конструктивных формах сопрягаемых деталей.

Пусть на подступичную часть полой оси с переменным натягом насажена ступица колеса (рис. 1, а). Тогда радиальные перемещения сопрягаемых поверхностей полой оси l_{oi} и ступицы колеса l_{ci} в плоскости (i) перпендикулярно оси Z будет равны половине натяга δ_i :

$$|l_{oi}| + |l_{ci}| = \frac{\delta_i}{2} \quad (1)$$

Точное удовлетворение уравнения (1) для всех точек контакта связано со значительными трудностями. Ввиду этого используем приблизительный способ точечно-упругого контактирования по методу А.А Попова, согласно которому уравнение (1) удовлетворяется лишь в отдельных выбранных точках:

$$|l_{o2}| + |l_{c2}| = \frac{\delta_{i2}}{2} \quad (2)$$

$$|l_{on}| + |l_{cn}| = \frac{\delta_{in}}{2}$$

Перемещение контактной поверхности полой оси определено Савушкиным И.С. предположении, что непрерывный характер, распределения контактных давлений можно замещать ступенчатым, постоянным на длине участка $\Delta l = Z_i - Z_{i-1}$. Тогда радиальные перемещения радиальные перемещения в каждой из выбранных точек определяется в зависимости от величины контактных давлений:

$$U_{oi} = f_i(P_0 P_1 P_2 \dots P_{n-1}) \quad (3)$$

Экспериментальное определение перемещения сопрягаемой поверхности насаженной на вал с натягом ступицы, на характер перемещений сопрягаемой поверхности вала, проводилось методом измерения стержнями, которые монтировались в подступичную часть оси (рис. 1, а).

При сборке с натягом колеса с осью, стержни с наклеенными на них тензометрическими датчиками сопротивления деформируются в продольном направлении и

получают деформацию W_i , равные радиальному перемещению сопрягаемой поверхности оси в сечении i . Тогда удельные перемещения сопрягаемой поверхности ступицы будут равны:

$$U_{Ci} = \frac{\delta_i}{2} - \frac{W_9}{2} \quad (4).$$

Подставляя формулу (4) в формулу (3) получим систему линейных уравнений относительно неизвестных P_i :

$$\begin{aligned} f_1(P_0 P_1 P_2 \dots P_{n-1}) &= \frac{W_1}{2} \\ f_2(P_0 P_1 P_2 \dots P_{n-1}) &= \frac{W_2}{2} \\ f_n(P_0 P_1 P_2 \dots P_{n-1}) &= \frac{W_n}{2} \end{aligned} \quad (5)$$

Теоретическое исследование функций $(P_0 P_1 P_2 \dots P_{n-1})$ и экспериментальное определение W_i позволяет решить систему уравнений (5) и определить контактные давления в соединении оси со ступицей колеса.

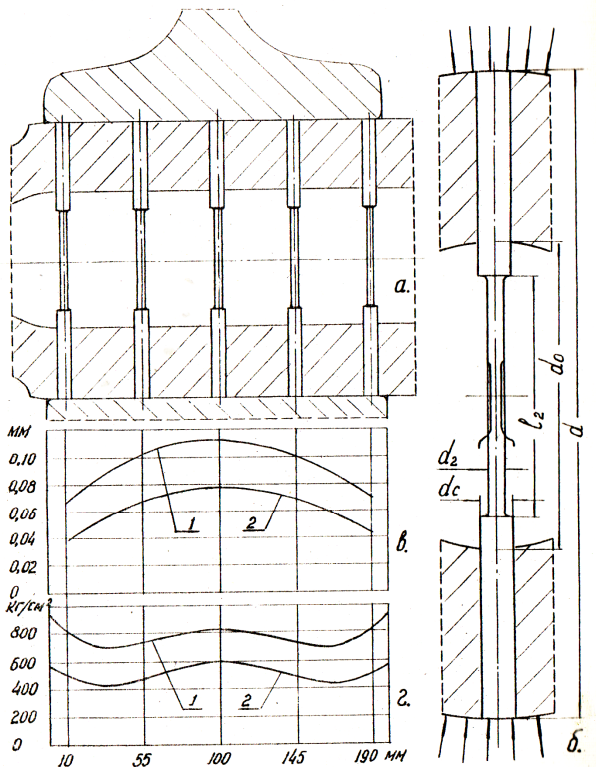


Рис. 1 – Схема расчета (а, б), перемещения (в) и контактные давления (г) в соединении полой оси со ступицей колеса: кривые 1 – при натяге 0,26 мм; кривые 2 – 0,17 мм

датчиками (рис 1, б);

σ_c , $\sigma_{кр}$, $\sigma_{пр}$ – напряжения в стержне, критическое напряжение, предел прочности материала стержня;

$\delta_{ма}$ – наибольшее допустимое значение натяга;

P_k – контактное в соединении;

Для обеспечения заданной точности измерительные стержни (рис. 1, б) должны удовлетворять следующим требованиям:

- Минимальному значению диаметра измерительного стержня
- Устойчивости стержня на продольное сжатие

$$\sigma_c \leq \sigma_{кр} \leq \sigma_{пр}$$

или

$$\frac{E \delta_{MAX}}{2 \left[i_2 + (d - i_2) \frac{d_2^2}{d_c^2} \right]} \leq \frac{\pi^2 E d_2^2}{4 i_2^2} \leq \sigma_{пр} = 3000 \text{ кг/см}^2 \quad (6)$$

- Равной или меньшей жесткости стержня на продольное сжатие с жесткостью полой оси на боковое сжатие:

$$\frac{P_k d}{E} \left[\frac{d^2 + d_{j0}^2}{d^2 - d_0^2} - \mu \right] = \frac{P_k}{E} \left[(d - l_2) + l_2 \frac{d_c^2}{d_2^2} \right];$$

Где: d , d_0 – наружный и внутренний диаметры полой оси;

D_c , d_2 , l_2 – Размеры стержня с

ε , ε_u – относительные деформации диаметра стержня и на диаметре закрепленных тензометрических датчиков.

Из анализа уравнения (7) следует, что условие равной жесткости обеспечивается у стержня постоянного сечения с полый осью, у которой

$d_0 = 0.36d$. Для полый оси $d_0 = 0.5d$ необходимо применять менее жесткие стержни с выточкой. Условиям уравнений 6,7,8 удовлетворяет стержень, изображенный на рис. 1, б, для которого $d=202$ мм, $d_c=10$ мм, $d_2=5$ мм, $l_2=60$ мм. Измерение радиальных перемещений контактных давлений производилось на натурных сопряжениях полый оси с колесом. Перемещения сопрягаемых поверхностей для каждого сопряжения, измерялось при их запрессовке так и при их распрессовке, Результаты записанных на осциллограммах перемещений показаны на рис. 1, в. Кривая 1 в сопряжении с натягом 0,26 мм; кривая 2 – с натягом 0,17 мм. Используя полученные результаты и решение К.С. Савушкина для расчета перемещения сопрягаемой поверхности полый оси от единичных контактных давлений, через функции Бесселя определены контактные давления в исследуемых сопряжениях. Характер распределения и величины контактных давлений приведены на рис. 1, г (кривая 1) в сопряжении с натягом 0,26 мм, в котором видна концентрация контактных давлений по краям сопряжения. Для полый оси сопряженной с колесом, с переменным и заниженным на 20 % натягом, значительной концентрации контактных давлений не наблюдалось.

Отмечается влияние диска и обода колеса на высокий уровень контактных давлений посредине соединения, относительно не высокая концентрация контактных давлений (до 30 %) по краям сопряжения, которая вызвана влиянием выступающих концов оси. Это объясняется эластичностью концов конической ступицы колеса и увеличенным диаметром сопрягаемых поверхностей полый оси и колеса без изменения наружных размеров стандартной ступицы колеса.

Выводы

Рассмотренный метод определения контактных давлений с использованием радиальных вмонтированных стержней, позволяет:

- определить и записать на осциллограмму радиальные перемещения сопрягаемых поверхностей по всей длине сопряжения колеса с осью;
- Определить контактные давления в сопряжениях с постоянным и переменным натягом;
- Определить влияние сложной конфигурации ступицы и диска колеса на
- Распределение контактного давления

Список использованных источников:

1. Серенсен Н. П. Прочность металла расчет деталей машин / Н. П. Серенсен. – М. ; - Л., 1937.
2. Серенсен Н. П. Динамическая прочность в машиностроении / Н. П. Серенсен. – 2е изд. – М., 1945.

3. Серенсен Н. П. Несущая способность и расчеты деталей машин на прочность / Н. П. Серенсен. – М., 1954.

4.Ткачук З.Г. Влияние конечного усилия запрессовки на прочность прессовых сопряжений с полыми осями / З. Г. Ткачук, И. Ф. Малицкий // Технология и организация производственных процессов. – К.,1973. – № 4.

Малицкий И.Ф., Чернятина Е.В. «Экспериментально-теоретический метод определения контактных давлений в сопряжении полый оси со ступицей вагонного колеса».

Определение прочности сопряжения железнодорожного колеса с полый осью и контактных давлений по всей длине сопряжения железнодорожного колеса с полый осью методом запрессованных в ось измерительных штырей.

Ключевые слова: контактные давления, ступица, вагонное колесо.

Малицький І.Ф., Чернятина О.В. «Експериментально-теоретичний метод визначення контактних тисків в сполученні порожнистої осі з маточиною вагонного колеса».

Визначення міцності сполучення залізничного колеса з порожнечою віссю і контактному тиску по усій довжині сполучення залізничного колеса з віссю методом запресованих у вісь вимірювальних штирів.

Ключові слова: контактні тиски, маточина, вагонне колесо.

Malickiy I.F., Chernytina E.V. “Experimental-theoretical method of definition of contact pressures in the coupling hollow axle with wheel carriage hub”.

Determination of strength train traffic wheel axle with emptiness and contact pressure across the length of the train traffic wheel to the axle by axle pressed into the measuring pins.

Key words: contact pressures, hub, wheel carriage.

Стаття надійшла до редакції 5 вересня 2013 р.