

20Г1ФЛ на 54 %, а надрессорных балок на 74 % выше, чем в деталях, изготовленных из стали 20Л. Сопоставление результатов, полученных по усталостным натурным испытаниям деталей, и аналогичных испытаний образцов из отработавших назначенный срок службы деталей, показывает, что остаточный срок службы рам и надрессорных балок, выполненных из одной и той же марки стали 20Л практически одинаков (для рам 27 и 25,9 лет и для балок 12,9 и 12,5 лет). Это свидетельствует о том, что по точности оценки оба метода равноценны. Однако по финансовым затратам и трудоемкости экспериментальных работ они несопоставимы. Результаты, получаемые по усталостным испытаниям образцов, требуют финансовых затрат в 10 раз, а по трудоемкости – в 5 раз меньше, по сравнению с результатами, получаемыми при усталостных испытаниях натуральных деталей.

Наибольший назначенный срок службы грузовых вагонов составляет 32 года. При проведении капитальных ремонтов с продлением срока службы (КРП) вагонов срок их службы продляется на 16 лет, т. е. общий срок службы таких вагонов может составлять 48 лет.

Проведенные исследования показывают, что литые детали, изготовленные из конструкционных легированных сталей (20ГЛ, 20ФЛ, 20Г1ФЛ и 20ГТЛ), могут работать сверх назначенного срока не менее 20 лет. Поэтому вполне обоснованным будет при проведении КРП продлевать на 16 лет срок службы не только кузова, но и ходовых частей, обеспечивая их единую продолжительность жизни. А еще лучше общий срок службы установить не 48, а 45 лет, кратное сменяемости колесных пар с буксовыми узлами, срок службы которых 15 лет ($3 \times 15 = 45$ лет). Это будет в наибольшей степени отвечать решаемой на транспорте задаче обеспечения равноцикличности работы основных несущих элементов вагона.

УДК 629.4.077

ЭФФЕКТИВНЫЙ РАДИУС ТРЕНИЯ В ДИСКОВОМ ТОРМОЗЕ ДИЗЕЛЬ-ПОЕЗДА ДР1А

П. К. РУДОВ

Белорусский государственный университет транспорта

Эффективный радиус трения для накладки любой формы определяется по формуле

$$r_3 = F_n / \int_{F_n} \frac{dF}{r}, \quad (1)$$

где F_n – площадь фрикционного контакта; r – расстояние до оси вращения диска.

Площадь фрикционного контакта тормозной накладки дизель-поезда ДР1А образована четырьмя элементами, имеющими форму трапеции. Эффективный радиус трения для каждого отдельного элемента накладки при их равномерном износе и одинаковом расположении относительно оси вращения тормозного диска имеет одно и то же значение. Поэтому для определения эффективного радиуса трения накладки достаточно найти его значение для одного фрикционного элемента.

Для определения интеграла, входящего в уравнение (1), площадь фрикционного контакта элемента, показанного на рисунке 1, разделим на 3 фигуры концентрическими дугами, центр которых расположен на оси вращения диска. Исходя из свойств определенного интеграла

$$\int_{F_n} \frac{dF}{r} = \int_{F_1} \frac{dF}{r} + \int_{F_2} \frac{dF}{r} + \int_{F_3} \frac{dF}{r}, \quad (2)$$

где F_1, F_2, F_3 – площади соответствующих фигур.

Область интегрирования по площади F представляет собой область интегрирования по двум аргументам – радиусу r и углу α . Перейдем в формуле (2) к интегрированию по аргументу r , выразив элемент площади dF для фигуры 2, имеющей постоянный центральный угол α_T , как $dF = \alpha_T r dr$, а для фигур 1 и 3 с учетом изменения угла α при изменении радиуса – $dF = \alpha(r) r dr$. Тогда уравнение (2) можно записать в виде

$$\int_{F_H} \frac{dF}{r} = \int_{r_B}^{r_1} \alpha(r) dr + \alpha_T \int_{r_1}^{r_2} dr + \int_{r_2}^{r_H} \alpha(r) dr. \quad (3)$$

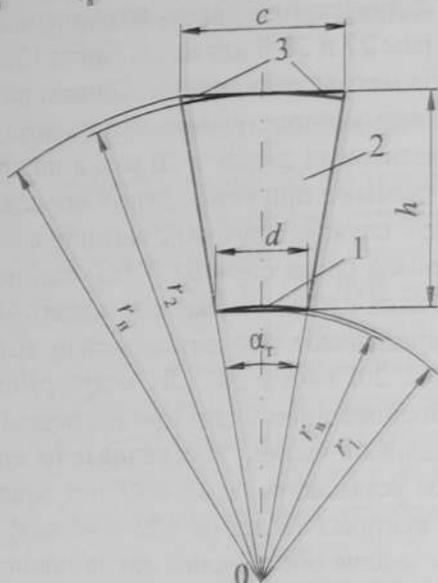


Рисунок 1 – Фрикционный элемент дискового тормоза дизель-поезда ДР1А(П)

Для фигур 1 и 3 функции $\alpha(r)$ имеют вид: $\alpha(r) = 2 \arccos(r_B/r)$ и $\alpha(r) = \alpha_T - 2 \arccos(r_B/r)$ соответственно. После их подстановки в уравнение (3) получим

$$\begin{aligned} \int_{F_H} \frac{dF}{r} &= \int_{r_B}^{r_1} 2 \arccos \frac{r_B}{r} dr + \alpha_T \int_{r_1}^{r_2} dr + \int_{r_2}^{r_H} \left(\alpha_T - 2 \arccos \frac{r_2}{r} \right) dr = \\ &= 2 \int_{r_B}^{r_1} \arccos \frac{r_B}{r} dr + \alpha_T \int_{r_1}^{r_2} dr - 2 \int_{r_2}^{r_H} \arccos \frac{r_2}{r} dr. \end{aligned} \quad (4)$$

Как видно из преобразований в формуле (4), площадь фрикционного контакта накладки можно разделить на три фигуры другим образом, а именно: на кольцевой сектор с изменением соответственно верхнего предела при интегрировании и два сегмента. Причем интеграл по верхнему сегменту необходимо вычесть из суммы остальных интегралов.

Если второй интеграл в уравнении (4) определяется непосредственным интегрированием, то для остальных, имеющих подынтегральное выражение $\arccos(a/r)dr$, где $a = r_B$ или $a = r_2$, необходимо использовать другие методы: метод интегрирования подстановкой (заменой переменных) и метод интегрирования по частям. Введем вспомогательную переменную t , связанную с r зависимостью $\arccos(a/r) = t$. Тогда $a/r = \cos t$ или $r = a/\cos t$, $dr = (a \sin t / \cos^2 t) dt$. С учетом произведенных замен

$$\int \arccos \frac{a}{r} dr = a \int \frac{t \sin t}{\cos^2 t} dt = a \int t d \left(\frac{1}{\cos t} \right). \quad (5)$$

Далее производим интегрирование по частям, принимая $u = t$, $dv = d(1/\cos t)$. Тогда $du = dt$, $v = 1/\cos t$. Уравнение (5) преобразуется к виду

$$\begin{aligned} \int \arccos \frac{a}{r} dr &= a \int t d \left(\frac{1}{\cos t} \right) = a \left[\frac{t}{\cos t} - \int \frac{dt}{\cos t} \right] = a \left[\frac{t}{\cos t} - \ln \left| \operatorname{tg} \left(\frac{t}{2} + \frac{\pi}{4} \right) \right| \right] + C = a \left[\frac{t}{\cos t} - \ln \left| \operatorname{tg} \left(\frac{t}{2} + \frac{\pi}{4} \right) \right| \right] + C = \\ &= a \left[\frac{\arccos(a/r)}{a/r} - \ln \left| \operatorname{tg} \left(\frac{\arccos(a/r)}{2} + \frac{\pi}{4} \right) \right| \right] + C = r \arccos \frac{a}{r} - a \ln \left| \operatorname{tg} \left(\frac{1}{2} \arccos \frac{a}{r} + \frac{\pi}{4} \right) \right| + C, \end{aligned} \quad (6)$$

где C – постоянная величина.

Следует заметить, что первые два слагаемых конечного результата интегрирования при $r = a$ имеют нулевое значение. В качестве a при решении соответствующих интегралов в уравнении (4) принимаются нижние пределы интегрирования. С учетом (6) уравнение (4) запишется в виде

$$\int_{F_n} \frac{dF}{r} = 2 \left(r_1 \arccos \frac{r_B}{r_1} - r_B \ln \left| \operatorname{tg} \left(\frac{1}{2} \arccos \frac{r_B}{r_1} + \frac{\pi}{4} \right) \right| \right) + \alpha_T (r_H - r_1) - 2 \left(r_H \arccos \frac{r_2}{r_H} - r_2 \ln \left| \operatorname{tg} \left(\frac{1}{2} \arccos \frac{r_2}{r_H} + \frac{\pi}{4} \right) \right| \right). \quad (7)$$

Для накладки (см. рисунок 1) $\arccos(r_B/r_1) = \arccos(r_2/r_H) = \alpha_T/2$. Тогда

$$\begin{aligned} \int_{F_n} \frac{dF}{r} &= 2 \left(r_1 \frac{\alpha_T}{2} - r_B \ln \left| \operatorname{tg} \frac{\alpha_T + \pi}{4} \right| \right) + \alpha_T (r_H - r_1) - 2 \left(r_H \frac{\alpha_T}{2} - r_2 \ln \left| \operatorname{tg} \frac{\alpha_T + \pi}{4} \right| \right) = \\ &= \alpha_T (r_1 - r_H) + 2r_2 \ln \left| \operatorname{tg} \frac{\alpha_T + \pi}{4} \right| - 2r_B \ln \left| \operatorname{tg} \frac{\alpha_T + \pi}{4} \right| + \alpha_T (r_H - r_1) = \\ &= 2(r_2 - r_B) \ln \left(\operatorname{tg} \frac{\alpha_T + \pi}{4} \right) = 2h \ln \left(\operatorname{tg} \frac{\alpha_T + \pi}{4} \right). \end{aligned} \quad (8)$$

Центральный угол α_T накладки, выполненной в виде трапеции, может находиться только в пределах 180° . Угол $(\alpha_T + \pi)/4$, выраженный в градусах, не может превышать значения 90° , т. е. его тангенс является величиной положительной. Это позволяет убрать знак модуля в уравнениях (7) и (8).

Несмотря на громоздкие промежуточные преобразования, окончательная формула для определения эффективного радиуса трения накладки трапецеидальной формы имеет несложный вид

$$r_3 = \frac{F_n}{\int_{F_n} \frac{dF}{r}} = \frac{c + d}{4 \ln \left(\operatorname{tg} \frac{\alpha_T + \pi}{4} \right)}. \quad (9)$$

Эффективный радиус трения в дисковом тормозе дизель-поезда ДР1А(П), рассчитанный по формуле (9), равен 0,265 м. Это значение радиуса рекомендуется принимать при исследованиях действительного коэффициента трения тормозных накладок и при выполнении тормозных расчетов.

УДК 629.424.2: 629.4.077

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА ТОРМОЖЕНИЯ ДИЗЕЛЬ-ПОЕЗДА ДДБ1 С ВАГОНОМ-КАБИНОЙ УПРАВЛЕНИЯ

П. К. РУДОВ

Белорусский государственный университет транспорта

Е. А. КОЖЕВНИКОВ

Белорусская железная дорога

В Беларуси с 1998 года эксплуатируются дизель-поезда серии ДДБ1, построенные по заказу Белорусской ж.д. в ОАО «Демиховский машиностроительный завод». Дизель-поезд полной составности включает в себя 10 прицепных вагонов модели 63-322 и два модернизированных для совместной работы с ними тепловоза М62У, используемых в качестве тяговых единиц. Однако эксплуатация дизель-поездов полной составности в условиях с недостаточным пассажиропотоком, когда вагоны заполняются далеко не полностью, не всегда экономически целесообразна. Руководством дороги принято решение о переоборудовании дизель-поездов полной составности в 6-вагонные дизель-поезда. В этом случае для поезда достаточно одной тяговой единицы, а для того чтобы его можно было вести в обоих направлениях, на Рижском вагоностроительном заводе были изготовле-