

УДК 629. 423. 1. 02

А.М. Бабаев (ДИИТ),
В.Я. Панасенко (ДИИТ),
Л.А. Недужая (ДИИТ)

О СТРУКТУРНОМ АНАЛИЗЕ РЫЧАЖНОЙ ПЕРЕДАЧИ ДИСКОВЫХ ТОРМОЗОВ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА

Проанализованы разные схемы рычажных приводов дисковых гальм рухомого складу за критерієм числа зайвих зв'язків просторової системи, надані рекомендації щодо їх удосконалення.

Various schemes of lever drives of disk brakes for rolling stock on criterion of the quantity of braces of spatial system have been analyzed, the recommendations on their improvement are suggested.

Повышение скоростей движения пассажирских поездов до 160...200 км/ч требует существенно изменить конструкцию тормозов – перевести пассажирские вагоны и локомотивы на дисковые тормоза.

Как свидетельствует статистика, колодочные тормоза вызывают дефекты на поверхности катания колес, что приводит к ежегодной обточке около 40% колес пассажирских вагонов. Повышение интенсивности движения приведет к еще более интенсивному износу колодок и колесных пар и, как следствие, к сокращению их срока службы.

Конструкция существующих тормозных рычажных передач пассажирских вагонов, являясь сложной механической системой, не обеспечивает равномерное распределение силы нажатия колодок на колеса. В рычажной передаче силы действуют не в одной плоскости, что приводит к появлению распорных сил в шарнирах, во избежание которых посадка валиков рычажной передачи выполняется с большими зазорами. Это все можно объяснить рядом конструктивных несовер-

шенств рычажной передачи, наличием в ней многих звеньев, шарниров, действием сил трения в шарнирах.

При рассмотрении тормозной рычажной передачи как пространственной системы [1] удалось выяснить, что в механической части тормоза тележки пассажирского вагона число лишних связей равно 60, что, естественно, много.

Передача должна быть индифферентной к деформации рамы, рессорного подвешивания, тем более, что подвески траверсы крепятся к кронштейнам на подрессоренных частях рамы тележки. Поэтому при движении вагона колодки и траверсы непрерывно перемещаются относительно колес вследствие вертикальных колебаний, а также при изменении его загрузки.

Необходимо создать статически определенную систему, что возможно при условии, когда число лишних связей будет равно нулю.

В работе [1] рекомендовано уменьшить число лишних связей за счет преобразования вращательных кинематических пар закрепления тормозной передачи к раме тележки в сферические пары, как и постановка их в средней части тормозных балок, ликвидации боковых ограничений

© А.М. Бабаев, В.Я. Панасенко, Л.А. Недужая, 2000

в местах закрепления подвесок с тормозными балками. Это практически требует коренной переделки механической части тормозов.

В настоящее время на подвижном составе ряда стран [2, 3] созданы разнообразные системы с дисковыми тормозами. Считаю целесообразным рассмотрение их механической части с точки зрения анализа как пространственной системы.

Число лишних связей q определяем по формуле А.П. Малышева [4]:

$$q = W - 6n = 5p_1 + 4p_2 + 3p_3 + 2p_4 + p_5,$$

где W – число степеней подвижности системы;

n – число подвижных звеньев;

$p_1 \dots p_5$ – род кинематических пар.

Кинематическое соединение между рельсами и колесной парой могут быть двоякими: если колесная пара не прижата гребнем к рельсу – будет соединение пятого рода, то есть наложено одно линейное условие связи по оси Y , если колесная пара прижата гребнем к рельсу – будет соединение четвертого рода, то есть наложено не только одно линейное условие по оси Y , но и одно линейное условие по оси Z .

На приведенных в последующем схемах механической части тормозов не все кинематические пары расположены в своих координатах из-за некоторой сложности выполнения схемы (имеет место пересечение звеньев), однако все кинематические пары

выполнены в соответствующем графическом изображении, отражающем род кинематической пары.

На рисунке 1 представлена механическая часть дискового тормоза электропоезда ЭР-200. В схеме имеются кинематические пары: $p_1 - 2-3, 3-0, 4-3, 6-0, 9-0, 6-7, 9-10, 5-6, 8-9$; $p_2 - 1-2, 4-5, 4-8$; $p_3 - 1-0$; $p_4 - 7-11, 10-11$ при наличии 11 подвижных звеньев. Следовательно, в рассматриваемой схеме $p_1 = 9, p_2 = 3, p_3 = 1, p_4 = 2$ и $n = 11$:

$$q = 5 - 6 \cdot 11 + 5 \cdot 9 + 4 \cdot 3 + 3 \cdot 1 + 2 \cdot 2 = 3.$$

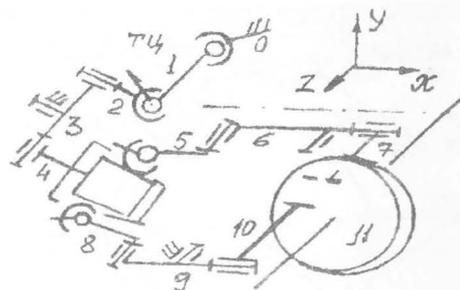


Рисунок 1

Результаты расчета данной как и последующих схем сведены в таблицу 1.

На рисунке 2 приведена схема дискового тормоза с одним цилиндром на каждый диск.

На рисунке 3 рассмотрена механическая часть совместного колодочного и дискового торможения по патенту 59070, кл. 20f, 46, СРР. Рассматриваемый тормоз с раздельными механизмами от тормозных

Таблица 1. Число кинематических пар дисковых тормозов

Номер схемы	n	W	Кинематические пары					q
			p ₁	p ₂	p ₃	p ₄	p ₅	
1	11	5	9	3	1	2	-	3
2	10	5	9	-	-	2	-	4
3	21	5	20	4	-	4	-	3
4	8	5	7	-	-	2	-	0
5	25	10	24	4	-	2	-	4
6	12	5	11	2	-	2	-	2
7	16	5	17	1	-	4	-	6
8	18	5	19	2	-	4	-	8
9	43	10	46	6	-	8	-	22

цилиндров на оба колеса и два тормозных диска одной колесной пары.

рассматриваемых ранее, схема механической части дискового тормоза. Здесь один тормозной цилиндр обеспечивает двухстороннее прижатие тормозных накладок на два несимметрично расположенных диска разных колесных пар, объединенных в одной тележке. Распишем кинематические пары: p_1 – 0-1, 1-4, 2-3, 3-11, 7-13, 0-8, 2-3, 8-10, 4-5, 5-0, 3-9, 6-7, 0-(1), (1)-(4), (4)-(5), (5)-0, (4)-(5), (5)-0, (6)-(7), (7)-(13), (2)-(3), (3)-(9), (3)-(11), (9)-(8), (8)-0, (8)-(10), p_2 – 1-2, (1)-(2), 5-6, (5)-(6); p_4 – 12-10, 11-10, (10)-14, (11)-14 при $n = 25$

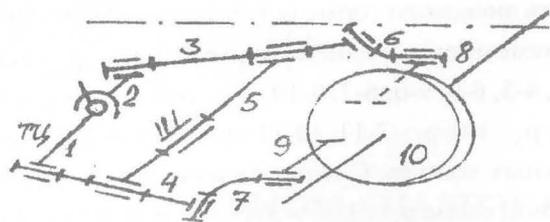


Рисунок 2

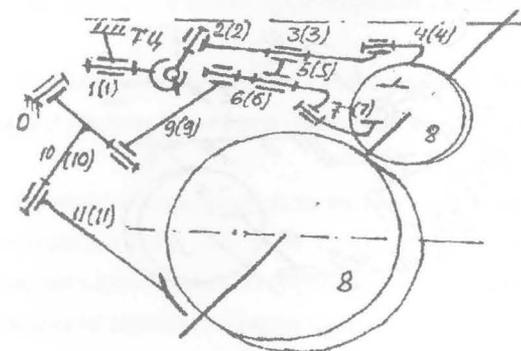


Рисунок 3

На рисунке 4 приведена самая простая схема дискового тормоза с одним цилиндром на каждый диск.

$$q = 10 - 6 \cdot 25 + 5 \cdot 24 + 4 \cdot 4 + 2 \cdot 4 = 4.$$

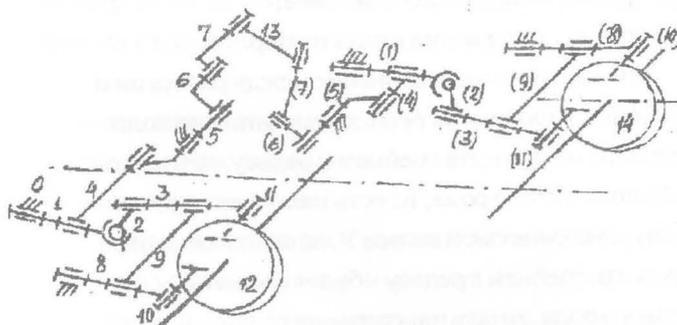


Рисунок 5

На рисунке 6 представлена схема механической части тормоза, которая совмещает дисковый и колодочный тормоз от одного тормозного цилиндра на один диск колеса по авторскому свидетельству №4724967.

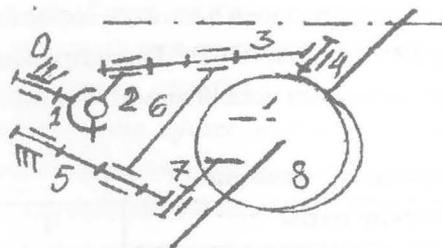


Рисунок 4

В статье рассмотрены не только существующие в металле дисковые тормоза, но и схемы защищенные патентами и авторскими изобретениями.

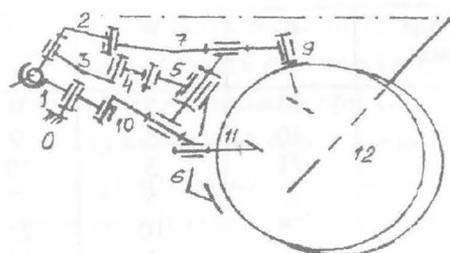


Рисунок 6

На рисунке 5 приведена гораздо сложнее, из

Рассмотрены также следующие схемы:

- схема дискового тормоза вагона РТ-200 (седьмая), торможение осуществляется от одного тормозного цилиндра на оба диска колесной пары [2];

- схема, выполняющая ту же роль (восьмая), но отличающаяся количеством подвижных звеньев;

- схема дискового тормоза (девятая), в которой осуществляется торможение каждого колеса колесной пары от одного тормозного цилиндра самостоятельно, однако обе эти системы между собой связаны для стягивания систем ручным тормозом.

Анализ данных таблицы показывает, что механическая часть дискового тормоза имеет значительно меньше лишних связей, чем рычажная передача тележки пассажирского вагона. Количество лишних связей в дисковых тормозах можно уменьшить за счет использования в конструкции шаровых шарниров, то есть кинематических пар третьего рода, имеющие три угловые подвижности. Такие шаровые подшипники использованы ДЭВЗом при строительстве электровоза ДЭ1. Использование шаровых подшипников в схеме 9 путем замены вращательных кинематических пар (первого рода) 1-0, 14-0, 21-0, 24-0, 26-0, 42-0, 10-0 на шаровые позволит уменьшить количество лишних связей до

$$q = 10 - 6 \cdot 43 + 5 \cdot 39 + 4 \cdot 6 + 3 \cdot 7 + 2 \cdot 8 = 8.$$

Дополнительно в этой схеме следует ликвидировать кинематические пары 23-0, 38-0.

Увеличение количества подвижных звеньев, как и увеличение количества вращательных пар, однозначно приводят к увеличению количества лишних связей.

В схемах 5 и 9, где осуществляется торможение несимметричных дисков колесных пар, заключенных в одной тележке, позволяет колесным парам самоустанавливаться, а соответственно и тормозным дискам по отношению к тормозным накладкам, при вписывании подвижного состава в кривые участки пути.

Применение дисковых тормозов не только продлит службу колесных пар, но и повысит эффективность торможения, его плавность.

ЛИТЕРАТУРА

1. Амосов Ю.Г., Панасенко В.Я. Анализ механической части автотормозов подвижного состава как пространственных систем // Совершенствование организации ремонта вагонов и технического обслуживания. Межвуз. сборник научных статей. - Днепропетровск: ДИИТ, 1983. - С. 41-44.
2. Гнездилова Г.В. Исследование конструктивных параметров при трении дисковых тормозов. Труды ВНИИЖТа, вып. №604. М.: Транспорт, 1979. - С. 16-24.
3. Apparate Beschreibung. Scheibenbremse Bauart KNORR. D431311. Ausgabe, 1968. P. 8.
4. Решетов Л.Н. Самоустанавливающиеся механизмы. Справочник. М.: Машиностроение, 1985.