

# Контроль осей колесных пар по методу компании ННА

Колесная пара является самым нагруженным конструктивным элементом, который не может быть выполнен с избыточным запасом прочности, поэтому к его надежности предъявляются экстремально высокие требования. Транспортная компания Гамбурга Hamburg Hochbahn (ННА) как предприятие, эксплуатирующее вагоны метрополитена, разработала замкнутую концепцию технического обслуживания колесных пар. Эта работа проводилась совместно с промышленностью и научно-исследовательскими организациями.

Техническое обслуживание подразделяется на осмотры (инспекции), уход и ремонт. Инспекции необходимы для оценки реального состояния объекта, уход должен обеспечивать его заданное техническое состояние, а ремонт необходим для восстановления объекта в случае его повреждения. Правила ремонта осей колесных пар определены в различных нормативных документах и технологических регламентах, где в первую очередь содержатся указания о долговечности деталей и порядке технического обслуживания, а также о ремонтных работах. Периодичность инспекций задает изготовитель в своей программе технического обслуживания, которую эксплуатирующая структура должна последовательно переработать в собственный программный документ, поскольку лишь ей точно известны все реальные условия работы подвижного состава, а следовательно, и осей колесных пар.

Инспекции нужны для того, чтобы исключить всякий риск в отношении безопасности движения. Применительно к осям колесных пар это означает, что все функции по восприятию нагрузки, направлению колесной пары в колее, передаче тягового и тормозного момен-

тов, отводу тока через рельсы должны быть гарантированы. В связи с этим представленная концепция осмотров ориентирована на предотвращение разрушения оси колесной пары, причиной которого могут быть усталостные трещины.

Прочие риски оцениваются путем анализа возможных причин повреждений. Эти причины подразделяются на производственные (конструирование, изготовление, доработка), эксплуатационные (нарушение правил эксплуатации и технического содержания, последствия неисправностей), а также чрезвычайные (форс-мажорные обстоятельства, аварийные ситуации и пр.). В дальнейшем следует учитывать, что соблюдение всех предписаний и указаний, содержащихся в нормативно-технической документации, позволяет исключить или, по крайней мере, выявить возможные отказы или опасные состояния. Тем не менее в результате слишком длительного срока службы подвижного состава и неизбежного отрицательного воздействия условий железнодорожной эксплуатации возможны такие отказы, которые приводят к полному выходу из строя того или иного механизма. Чтобы не допустить этого, проводят

инспекции, например в виде ультразвуковых испытаний осей колесных пар в их рабочем положении.

Что касается прочности деталей, то конец срока их службы определяется либо разрушением, либо образованием и выявлением опасных трещин. Для обоих случаев существуют соответствующие интерпретации. Для исключения появления трещин используется концепция безопасного ресурса, а для исключения разрушения детали — концепция безопасности. Оси колесных пар в соответствии с действующими нормативами принимаются в эксплуатацию в соответствии с концепцией безопасного ресурса, обусловленной длительной прочностью.

Недостатком этого метода является то, что предельный срок службы не может быть определен заранее. Оси колесных пар пригородного и городского подвижного состава должны выдержать  $2 \cdot 10^9$  циклов нагружения, поэтому они относятся к классу HCF (возникновение усталостных напряжений под действием большого числа нагруженных циклов). Такие усталостные явления еще недостаточно изучены. Опыт эксплуатирующих предприятий показывает, что оси колесных пар могут работать надежно в течение длительного времени. Если имеется возможность оценить этот срок службы, то доля остаточных рисков будет невелика, и в этом случае инспекции сами по себе нужны будут только для подтверждения правильности принятых расчетных нагрузок.

Максимальные остаточные риски и связанные с ними самые короткие интервалы между периодическими инспекциями преобладают тогда, когда срок службы колесной пары достигает эксплуатационной фазы, характеризующейся большой вероятностью появления усталостных трещин. В этом случае следует принимать концепцию безопасности, которая учитывает возможность одновременного наложения



Рис. 1. Поезд серии DT3 метрополитена Гамбурга у наземной платформы

многих неблагоприятных факторов. На этой стадии эксплуатации нужно обеспечить сокращение допустимого пробега, особенно при появлении усталостных трещин. Инспекции, которые должны теперь проводиться с интервалами, определяемыми скоростью развития

трещин, предусматривают применение дефектоскопии. Между обоими экстремальными сроками имеется переходная фаза, в течение которой появление усталостных трещин, в принципе, маловероятно, однако его полностью исключить нельзя. Вероятность появления от-

дельных усталостных трещин весьма незначительна. Тем не менее и на этой стадии эксплуатации интервал инспекций определяется скоростью развития трещин, но концепция безопасности не требует обязательного наложения всех неблагоприятных факторов.

Таким образом, существует три варианта постановки задачи для выбора концепции проведения инспекций:

- определение предельной величины пробега до образования трещин на основе опыта эксплуатации с учетом концепции безопасности, базирующейся на усталостном и эксплуатационном пределах выносливости;
- определение остаточной величины пробега после обнаружения трещины, выполняемое на основе положений механики излома (линейной упругой механики разрушения);
- выбор мероприятий для переходной фазы.

### Нагрузки, воздействующие на ось колесной пары

Для того чтобы повысить достоверность сделанных выводов в отношении усталостной прочности, необходимо знать реальные эксплуатационные нагрузки. Компания ННА провела испытания осей колесных пар, используемых под вагонами метрополитена. При этом испытывались колесные пары как старых поездов DT3 (рис. 1), так и новых DT4 (рис. 2), которые начиная с пятой партии поставок имеют измененные размеры (табл. 1).

Всего на колесных парах трех типов (одного поезда DT3 и двух — DT4) были проведены измерения нагрузок по всей сети ННА для поддерживающих и моторных колесных пар. Выяснилось, что величина нагрузок на оси колесных пар в основном зависит от следующих условий, возникающих в ходе эксплуатации:



Рис. 2. Поезд серии DT4 на линии U3 метрополитена Гамбурга

Таблица 1

Характеристики колесных пар обследованных поездов

Параметр	Серия поезда		
	DT3	DT4 (партии 1–4)	DT4 (партии 5–6)
Год постройки	1969–1971	1989–2000	2002–2005
Число осей	544	1032	480
Нормирующий документ	DB, документ Fw28.02.8	Документ ORE B136/RP11	DIN EN 13104
Максимальный пробег, млн км	3,4	2	0,7
Результат ультразвуковой дефектоскопии	Усталостные трещины после пробега 2,5 млн км	Дефекты не обнаружены	
Диаметр подступичной части, мм	140	142	
Отношение диаметров $D/d$	0,93	1,05	
Материал оси	34CrMo4	25CrMo4	

• населенности вагона, влияющей на величину статической колесной нагрузки;

• положения колесной пары в тележке — передняя или задняя по ходу движения;

• характера движение в кривой (режим наибольшей нагрузки);

• воздействия тяговых и тормозных сил (дополнительно прикладываемые нагрузки).

Силы, измеренные при движении в кривых, в дальнейшем были подвергнуты более глубокому анализу. Оценка результатов 2000 измерительных поездок в кривых показала, что высокие нагрузки здесь возникают лишь в отдельных случаях и они одинаковы как для поддерживающих, так и для ведущих осей колесных пар. При этом определяющую роль играет радиус кривой. Влияние возникающих при движении нескомпенсированных поперечных ускорений и отклонений геометрии пути в рамках рабочих допусков, в общем, невелико. Уровень сил скручивания в целом таков, что ими можно пренебречь. Сколько-нибудь значительные напряжения скручивания возникают только в задней по ходу движения колесной паре при прохождении кривой. В то же время возникает значительный градиент изгибающего момента вдоль продольной оси колесной пары, вызываемый высокими поперечными силами.

Поскольку было невозможно получить результаты измерений в соответствии с приложением сил, предусмотренным стандартом EN 13104, для данных вагонов была разработана математическая модель Хоймана, которая учитывает сопротивление трения проскальзывания всей тележки на переходе с прямой в кривую таким образом, что продольные сопротивления проскальзывания задней колесной пары влияют на величину направляющих сил передней колесной пары. Во всяком случае, повышенные нагрузки при прохождении кривых малого радиуса ( $R < 80$  м)

должны быть учтены за счет повышения коэффициента сцепления до значения  $\mu = 0,6$ .

Поскольку условия эксплуатации в значительной мере влияют на реальное нагружение осей колесных пар, при исследованиях необходимо добиваться близкого к реальному отображения нагрузок. Ввиду особых условий в городском и пригородном сообщении следует воспроизводить эти особенности с достаточной степенью точности. В некоторых случаях необходимо отражать и степень населенности вагонов, известную для вагонов типа DT4 (табл. 2). Кроме того, представляет интерес и выбор конкретной линии, поскольку все они сильно разнятся по доле пути в кривых. В данном случае колесные пары в зависимости от направления движения были попеременно передними по ходу поезда и задними. Вклю-

чение тягового привода или тормоза может быть учтено в ходе анализа динамики движения при следовании поезда в реальном графике.

Благодаря использованию имеющейся информации о комбинациях нагрузок, полученных в эксплуатации, а также применению математической модели Хоймана появляется возможность определить удельные комбинации нагрузок для различных осей колесных пар и рассчитать их реальные критические поперечные сечения.

#### Определение величины эксплуатационного пробега до появления трещин

Определение величины эксплуатационного пробега до появления трещин в осях колесных пар вагонов типа DT4 стало возможным на основе использования опыта

Таблица 2

Населенность поездов DT4 метрополитена в соответствии с правилами BOStrab

Параметр, определяемый населенностью поезда	Населенность поезда, %			
	0–25	25–50	50–75	75–100
Число пассажиров	0–138	139–277	278–415	416–554
Нагрузка на ось, кН	63–72	72–81	81–90	90–100
Доля сети с соответствующей населенностью, %	77,5	21,2	1,28	0,002

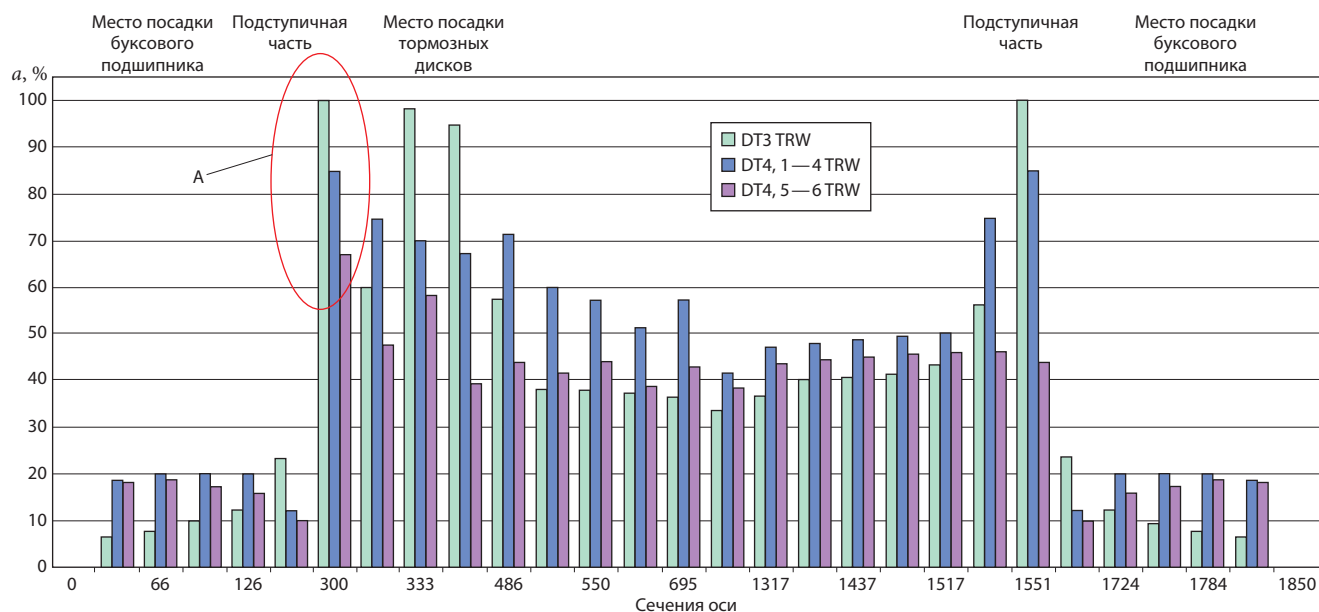


Рис. 3. Сопоставление процессов циклического нагружения колесных пар трех типов:  $a$  — относительная циклическая нагрузка; А — наиболее нагруженное сечение

эксплуатации вагонов типа DT3, которые имеют значительно больший срок службы. В любом случае, в расчет должны приниматься результаты положительного опыта работы под воздействием реальных нагрузок, а не только комбинации расчетных нагрузок.

У оси одной из колесных пар вагона DT3 после пробега 2,5 млн км при дефектоскопировании была обнаружена усталостная трещина на подступичной части оси. Других трещин при регулярном ультразвуковом обследовании обнаружено не было, хотя за предшествовавший период суммарный пробег подвижного состава ННА в пересчете на единицу превысил 900 тыс. км. Этот эксплуатационный опыт задокументирован. Чтобы распространить эти показатели на остальные оси колесных пар, надо было сопоставить удельные измеренные нагрузки осей колесных пар с расчетными. Если для новых осей колесных пар вагонов типа DT4 в сравнении со старыми осями вагонов DT3, для которых подтвержден позитивный факт эксплуатационного пробега 2,5 млн км, будет доказан такой же выигрыш в обеспечении

безопасности движения, то от них можно ожидать аналогичного эксплуатационного эффекта и под вагонами DT4.

Сравнение проводилось с использованием концепции безопасности по усталостной прочности и эксплуатационному пределу выносливости. В качестве важной с точки зрения усталостной прочности признана схема приложения нагрузок, соответствующая движению в кривой радиусом 120 м при населенности вагона 2/3 согласно правилам движения городского транспорта (BOStrab) без учета тяговых и тормозных сил.

Используя математическую модель Хоймана, с учетом дополнительных нагрузок можно путем расчета определить напряжения, для чего потребуется применить теоретический коэффициент концентрации напряжений, приводимый в проекте ВМВФ «Надежные и экономичные конструкции ходовой части железнодорожного подвижного состава, ч. 1». Отсюда можно также брать и значения коэффициента действия надреза (трещины) для расчета степени нагружения в зоне прессовой посадки, поскольку за-

данные параметры действующих нормативных документов относятся к случаю, когда соотношение диаметров составляет  $D/d < 1,15$ , что в колесных парах устаревших конструкций не соблюдалось. Расчеты коэффициентов действия надреза до сих пор также проводили для увеличенных (по сравнению с осями колесных пар вагонов DT3 и DT) соотношений диаметров, тем не менее и здесь при использовании надежных способов расчетов можно получить убедительные результаты.

Сопоставление процессов циклического нагружения колесных пар трех типов в отдельных поперечных сечениях осей показало, что внутреннее сечение подступичной части оси (более удаленное от ее конца) является критическим. Если у поездов типа DT3 оно нагружено на 100%, то у осей колесных пар поездов DT4 (партии 1–4) и DT4 (партии 5–6) — уже только на 65–85% (рис. 3).

Концепция безопасности и эксплуатационной прочности основывается на определении суммы возможного ущерба  $D$ , которую рассчитывают исходя из коллекти-

Таблица 3

Параметры фиктивных кривых Велера для двух вариантов расчета

Параметр	Вариант 1	Вариант 2
Точка перегиба кривой при числе циклов нагружения $n_D$	$10^6$	$10^7$
Коэффициент подъема кривой перед точкой перегиба $k = k_1$	7	5
То же, после точки перегиба $k = k_2$	$k_2 = 2k_1 - 1$	$k_2 = 2k_1 - 2$
Сумма повреждений, определяемая для расчета напряжений в точке перегиба $D_v$ кривой Велера	0,3	0,5

ва нагрузок и кривой Велера путем накопления повреждений. Преимущество этого метода состоит в том, что он позволяет учесть все внешние нагрузки, а также последствия их воздействий. Отрицательным фактором является значительное влияние характера кривой Велера, относящейся к конкретной детали. В связи с этим применение гипотезы накопления повреждений без параллельно проводимых испытаний не позволит получить достоверных результатов при определении эксплуатационной надежности.

Расчеты эксплуатационной надежности на основе фиктивных линий Велера можно использовать и для оценки относительных величин. На основе ранее предложенных способов определения амплитуды, эквивалентной степени неисправности, в дальнейшем для конкретных осей колесных пар может быть рассчитана суммарная степень повреждений, что позволит сопоставить рабочий пробег разных осей от начала эксплуатации до момента появления трещин.

Расчеты предельных эксплуатационных нагрузок показали, что сечение с внутреннего края подступичной части испытывает наибольшую нагрузку. В связи с этим расчеты эксплуатационной прочности проводились специально для данного сечения. Суммарные дефекты определяют на основе смешанного коллектива нагрузок с учетом различных условий эксплуатации подвижного состава. Для расчета оси колесной пары фиктивная кривая Велера строится двумя различными способами, значения параметров для которых приведены в табл. 3. При этом

$$n_i = n_D (\sigma_D / \sigma_i)^k, \quad (1)$$

где  $n_i$  —  $i$ -й класс напряжений в материале оси;  $n_D$  — заданное число нагружений;  $\sigma_D$ ,  $\sigma_i$  — соответствующие значения величины напряжений;  $k$  — коэффициент подъема кривой Велера перед точкой перегиба.

Опасная доля напряжений  $i$ -го класса определяется по формуле

$$D_i = H_i / n_i, \quad (2)$$

где  $H_i$  — общее число классов напряжений.

Суммарные повреждения складываются из долей повреждений, вызванных числом классов напряжений, равным  $n$ .

В процессе эксплуатации после пробега 2,5 млн км была обнаружена трещина на моторной оси колесной пары поезда ДТЗ. В связи с этим был использован способ оценки повреждений, позволяющий рассчитать напряжения в точке перегиба  $D_v$  фиктивной кривой Велера. При заданном числе циклов нагружений  $n_D$  их величина определилась таким образом, что величина относящихся к вариантам расчета 1 и 2 суммарных повреждений в точке  $D_v$  оказалась в диапазоне от 0,3 до 0,5.

Для фиктивных кривых Велера, относящихся к осям поезда ДТ4 всех партий, необходимы согласования параметров, поскольку оси этого поезда выполнены из стали другого сорта, а диаметры подступичной части значительно отличаются, что оказывает большое влияние на вибропрочность пресовой посадки. Это утверждение базируется на результатах проведенных испытаний. Полученное при этом увеличение вибропрочности при соотношении диаметров  $D/d = 1,03$  и  $D/d = 1,08$  составило 50%. В расчетах напряжений, выполненных для определения остаточной прочности подступичной части осей, учтены не только соотношения диаметров, но также

предел текучести основного металла оси и влияние толщины ступицы. Их результаты показывают повышение вибропрочности подступичной части на 26% у осей поездов ДТ4 (партий 1–4) и на 18% — у ДТ4 (партий 5–6).

Таким образом, вибропрочность, выраженная через величину допустимых напряжений  $\sigma_D$ , отображается следующими соотношениями:

$$\sigma_D (\text{ДТ4 партий 1–4}) = 1,26 \sigma_D (\text{ДТЗ}), \quad (4)$$

$$\sigma_D (\text{ДТ4 партий 5–6}) = 1,18 \sigma_D (\text{ДТЗ}). \quad (5)$$

Фиктивная кривая Велера, полученная путем расчета повреждений для осей поезда ДТЗ, может быть смещена вверх на величину полученных коэффициентов для осей поезда ДТ4. С помощью новых фиктивных кривых Велера и коллектива удельных нагрузок для осей поезда ДТ4 можно рассчитать суммарные повреждения. Результаты, полученные для вагонов разных типов, сведены в табл. 4, из которой видно, что расчетный вариант 2 для данного эксплуатационного случая является предпочтительным. Величина суммарных повреждений у осей поезда ДТ4 заметно отличается от соответствующей величины, относящейся к осям поезда ДТЗ. В наибольшей степени это касается осей поездов ДТ4 партий 5–6, размеры которых определены стандартом EN 13104, — у них расчетный срок службы самый большой.

Поезда ДТЗ эксплуатируются на сети ННА уже более 35 лет. Это соответствует суммарному эксплуатационному пробегу 3,4 млн км.

Таблица 4

**Варианты расчета суммарных повреждений, определяющих эксплуатационную надежность осей**

Поезд	Вариант 1	Вариант 2
DT3	0,3	0,5
DT4 (партий 1–4)	0,05	0,18
DT4 (партий 5–6)	0,002	0,027

В одной из осей после пробега 2,5 млн км была обнаружена трещина. Ультразвуковая дефектоскопия осей всех 543 колесных пар поездов DT3 показала отсутствие трещин, которые могли быть обнаружены применяемыми дефектоскопами. Сеть, по которой обращаются эти вагоны, является замкнутой, и база результатов измерений доступна. Это позволяет достаточно точно определить все нагрузки, которые могли воздействовать на оси колесных пар в процессе эксплуатации. Такие данные могут

быть использованы в качестве эталонной информации.

С помощью расчетов, выполняемых на основе реальных показателей эксплуатационной работы и в соответствии с концепцией безопасности движения, были определены установившаяся прочность и эксплуатационная надежность. Результаты расчетов подтвердили, что как по относительным циклическим нагрузкам, так и по относительным суммарным повреждениям оси колесных пар поездов DT4 всех партий выгодно отличаются от осей поездов DT3.

При ориентировочной оценке качества колесных пар от осей поездов DT4 можно ожидать по меньшей мере такого же положительного эффекта, как и от осей поездов DT3. Подобный вывод можно сделать и при сравнении осей поезда DT4 партий 5–6 с осями этих же поездов партий 1–4.

Если допустить, что появление каких-то нестандартных нагрузок, связанных с необычными мерами технического обслуживания, исключается, то в отношении осей поездов DT4 можно сделать вывод о малой вероятности появления трещин в течение эксплуатационного пробега до 2,5 млн км.

*По материалам компании Hamburger Hochbahn ([www.hochbahn.de](http://www.hochbahn.de)) и BMVBW – федерального министерства транспорта, строительства и городского развития Германии ([www.mobilitaet21.de](http://www.mobilitaet21.de)).*

## Будущее приближается

В современном мире железнодорожная отрасль не может устойчиво развиваться без международных контактов, обмена опытом и знаниями, привлечения передовых технологий и технических решений со всего мира. На наших глазах происходят фундаментальные изменения на Российских железных дорогах — мы видим современные поезда, продолжаются структурные реформы, в железнодорожную промышленность приходят новые технологии, крупнейшие компании — изготовители железнодорожной техники уже осуществляют локализацию производства в России.

Обязательным условием для успешной модернизации отечественной железнодорожной отрасли является доступ к информации о новых проектах в России и за рубежом, событиях на рынках железнодорожной техники, научных исследованиях, о новых технологиях и опыте их внедрения на железных дорогах мира.

Именно такую цель — сделать эту информацию более доступной для отечественных специалистов — ставит перед собой журнал «Железные дороги мира».

**Подписной индекс** ежемесячного журнала «Железные дороги мира» — 70306 (для подписки на весь год — индекс 87096).

Информацию о подписке (в том числе в странах дальнего зарубежья) можно получить по телефону +7 (499) 317-55-65 или на сайте [www.zdmira.ru](http://www.zdmira.ru).



**ЖЕЛЕЗНЫЕ  
ДОРОГИ  
МИРА**

