

Расчет колесных пар

К выбору параметров колесных пар предъявляются высокие требования. От результатов расчета во многом зависит надежность работы всей системы. На примере расчета усталостной прочности отражена сложность данной проблемы. Содержание, объем и результаты расчетов должны отвечать специальным требованиям и соответствовать стандартам.

Колесные пары являются связующим звеном между движущимся экипажем и рельсами. Они поддерживают экипаж и передают силы, обеспечивающие его ускорение и замедление. Практических способов резервирования колесных пар нет, поэтому выход из строя одной из них обычно приводит к тяжелым последствиям.

Согласно стандарту DIN EN 50126 это значит, что, если при оценке качества колесной пары будет вынесено решение о возможности ее отказа, но с низкой вероятностью, дальнейшая ее эксплуатация допускается только с согласия компании-перевозчика и при особом эксплуатационном контроле. Таким образом, ответственность распределяется между компаниями, выпускающими и эксплуатирующими подвижной состав.

На практике нет деталей, которые обладали бы абсолютной надежностью. Детали отличаются только возможными последствиями их выхода из строя. Тем не менее расчеты колесных пар выполнять необходимо, и по сложности решаемых проблем можно судить о качестве работы инженера-разработчика.

Фактическую оценку инженерной работы можно разделить на три уровня. Первый характеризует выполнение общих правил инженерно-технической практики. Эти правила должны быть общеизвестными, научно обоснованными, испытанными на практике и достаточно надежными для решения технических задач большинством специалистов.

Второй уровень касается последних достижений передовых технологий. Их использование считается необходимым условием при разработке железнодорожной техники.

Третий, максимально высокий уровень оценки относится к применению достижений науки и техники смежных областей знаний.

Расчет параметров

В последнее время большое внимание уделяется новым методам расчета колес и осей колесных пар. Об этом свидетельствует заметное увеличение числа

публикаций, касающихся данной темы. В них обсуждаются различные точки зрения. Особую ценность представляют материалы, содержащие результаты испытаний и опытной эксплуатации новых колесных пар.

Расчет параметров выполняется в соответствии с общими правилами инженерно-технической практики, которые были разработаны и утверждены национальными и международными контрольными комиссиями при участии компаний-перевозчиков, научно-исследовательских институтов и предприятий железнодорожной промышленности. Примером могут служить стандарты для расчета и конструирования осей колесных пар и процедуры допуска цельнокатаных колес. Как показывает накопленный опыт, расчет параметров согласно этим инструкциям в целом оправдывает надежды, хотя иногда возникающие отдельные неувязки требуют критической оценки.

Одна и та же деталь конструкции может оказаться поврежденной по двум причинам: из-за эксплуатационных нагрузок или в связи с недостаточной прочностью самой детали. Нагрузка на колесную пару зависит от величины действующей силы и числа циклов ее приложения, что, в свою очередь, определяется планом и профилем линии, а также концепцией ходовой части.

В связи с этим возникает вопрос о соответствии принципа расчета по усталостной прочности общим правилам инженерно-технической практики, а принципа определения эксплуатационной прочности — современному состоянию техники. Так как каждое из этих двух понятий часто интерпретируют неоднозначно, целесообразно рассматривать их как составляющие вибропрочности.

У детали, испытывающей нагрузку постоянной величины во время всего срока службы такой длительности, при которой может наступить предел усталостной прочности, не возникает преждевременных повреждений, что согласуется с критерием длительной прочности. Однако, если в детали под влиянием внешних воздействий произошли изменения, снизившие предел прочности, ее уже нельзя отнести к категории элементов конструкции, обеспечивающих безотказную работу в любых условиях.

В эксплуатации на реальные элементы конструкции, к которым относятся колеса и оси колесных пар, воздействует комплекс нагрузок, который не может быть отображен кривыми, приведенными на рис. 1, а. При каждом обороте колеса возникают переменные нагрузки, на высокие пики накладываются более низкие, имеющие более высокую частоту (рис. 1, б). Со-

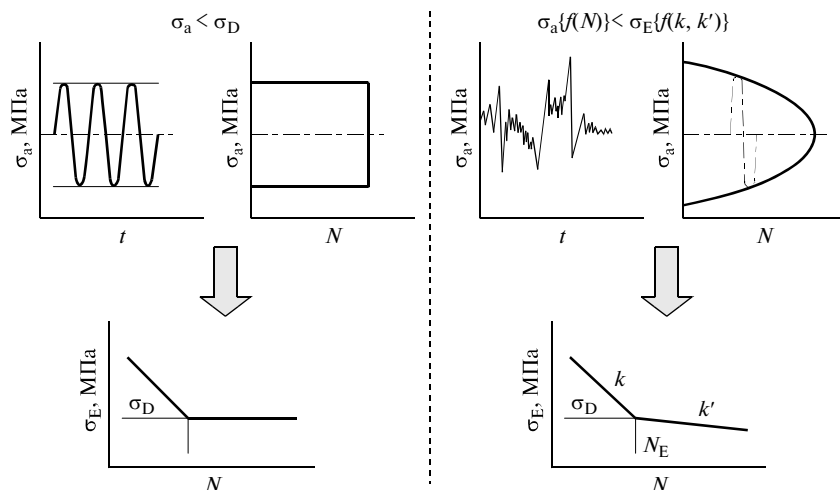


Рис. 1. Отображение параметров при расчетах длительной (а) и эксплуатационной (б) прочности: σ_a — амплитуда напряжений при номинальных нагрузках; t — время; N — число циклов нагружения; σ_D — предел усталостной прочности; σ_E — амплитуды напряжений в диапазоне длительной прочности; N_E — число циклов нагружения в точке перелома линий Вёлера

гласно принципу эксплуатационной прочности пики нагрузки превышают предел усталостной прочности детали. В итоге эти превышения приводят к повреждениям материала. Кроме того, согласно теории накопления возбуждений, аварийную ситуацию могут создавать даже такие нагрузки, величина которых ниже предела усталостной прочности.

Для оптимального выбора параметров детали большое значение имеет знание не только действующих нагрузок, но и ее нагрузочной способности. Указанные в технических инструкциях выдерживаемые предельные нагрузки определяются на основе испытаний на вибропрочность образцов, представляющих собой деталь в уменьшенном масштабе. В рамках аттестации изделия также проводятся такого рода испытания, суть которых кратко изложена в европейских стандартах (prEN 13260, 13261, 13262). Предписываемые ими испытания можно проводить как на специальных стендах для кругового изгиба колес, закрепленных по длине обода, так и на гидравлических вибростендах. Испытания осей выполняют аналогично, используя стенды для кругового изгиба.

Для определения предела выносливости материала колес не проводят испытаний на образцах, вырезанных из оригинальных деталей, поскольку такие испытания не предусмотрены общими правилами инженерно-технической практики. Тем не менее в передовых технологиях он находит широкое применение. При правильно выбранных условиях испытаний во многих случаях можно получить исчерпывающие данные о величине напряжений, возникающих в материале в результате длительных нагрузок. Наибольший эффект достигается при использовании удобных образцов и небольших установок, позволяющих проводить испытания с минимальными затратами времени.

Допустимые напряжения рассчитывают на основе параметров длительной прочности с учетом коэффициента запаса. Величина этого коэффициента в разных инструкциях часто различна. На выбор коэффи-

циента запаса прочности часто влияют такие факторы, как опыт эксплуатации детали или узла, а также дополнительное увеличение запаса в связи с определенными особенностями действующих нагрузок.

Зачастую в ходе проводившихся ранее исследованиях не учитывались фактические характеристики материала, вероятность безотказной работы и др. Однако за последние 20 лет в свете передовых технологий методика рассмотрения вопросов надежности претерпела большие изменения. По поводу определения коэффициента запаса прочности с современных позиций, допускающих экстраполяцию на всю партию деталей результатов, полученных в ходе испытаний на вибропрочность нескольких деталей, также имеет место расхождение во мнениях. Несмотря на то что эти результаты подтверждены статистическими расчетами, опытом эксплуатации и расчетами на цифровых моделях, выводы специалистов могут быть неоднозначными.

Влияние нагрузок

Циклические нагрузки колесных пар реализуются прежде всего вертикальной силой Q и поперечной Y , действующими в точке контакта. Силы тяги, торможения, центробежная и другие в нормальных условиях нагружают их гораздо меньше. Силы Q и Y в разной степени нагружают колеса и оси. Если в осях обе силы распределяются равномерно, то в цельнокатаных колесах нагрузка диска колеса в основном определяется силой Y , а обода (с наружной стороны) — силой Q . На внутренней же стороне обода силы Q и Y в целом равнозначно участвуют в распределении нагрузок.

Указанное распределение сил следует обязательно учитывать при подготовке к измерительным поездкам, в ходе которых должны проверяться значения напряжений в колесах, полученные расчетным путем. При выполнении измерений недостаточно

ограничиться определением и классифицированием сил Q и Y . Гораздо больший эффект дает снятие нагрузочной характеристики во времени с последующей классификацией полученных при измерениях результатов, которые отображают величину нагрузок, действующих на колесо.

Исходя из этих результатов, можно определить возникающие в детали напряжения с помощью различных методов (аналитического, расчетного и/или экспериментального).

Существует мнение, что любые параметры всегда можно рассчитать с высокой точностью. Но любой расчет только тогда можно считать оптимальным, если при постановке задачи точно известны предельные условия и параметры материала. Выбор упрощенной модели с недостаточным числом связей, неэффективное с точки зрения информативности расположение исследуемого элемента и т. д. могут привести к неполным или даже неверным результатам. По этой причине эксперимент как инструмент верификации нельзя заменить расчетным анализом напряжений.

Экспериментальный метод определения напряжений базируется на использовании совершенной техники, например катковых стендов, позволяющих моделировать различные режимы, в том числе вводить возмущающие воздействия сил с регулируемым сдвигом во времени, чрезмерные нагрузки от центробежной силы и т. д. Впрочем, практика показывает, что с помощью экспериментального анализа напряжений и на неподвижных колесных парах можно с достаточной точностью определить напряжения в колесе, используя значения сил, действующих в контакте колесо — рельс.

Сравнение расчетов длительной и эксплуатационной прочности

В соответствии с общими правилами инженерно-технической практики расчет колесных пар, подвергающихся механическим нагрузкам, выполняют, ориентируясь на предел длительной прочности. Расчет эксплуатационной прочности с применением различных комплексов нагрузок исторически не предусмотрен. Проведенные по этой методике расчеты на опытных образцах не дали желаемых результатов.

Причиной такого выбора методики является исторически сложившийся консервативный подход инженеров железнодорожного транспорта к расчетам параметров деталей и узлов. В настоящее время подвижной состав рассчитывают на срок службы, равный 30 годам. При этом нередко ссылаются на опыт эксплуатации колесных пар.

В Германии в эпоху появления железных дорог проблемой усталостной прочности колесных пар за-

нимался А. Вёлер. После него многие исследователи в ходе развития железнодорожного транспорта также занимались этой проблемой.

Метод оценки эксплуатационной прочности детали пока еще сравнительно молодой. Задачей расчета эксплуатационной прочности является оптимальное использование механических свойств детали в течение установленного срока службы при максимальной облегченности ее конструкции. В рамках исследовательских программ, базирующихся на принципах эксплуатационной прочности, в качестве допустимых принимались напряжения, увеличенные на 40 % по сравнению с максимальными, которые получены на базе методики Вёлера (усталостной прочности). Эти исследования проводились с целью создания колесных пар облегченной конструкции.

Условием для расчета эксплуатационной прочности оси колесной пары является определение комплекса нагрузок, который останется актуальным для нее на ближайшие 30 лет. Средний годовой пробег единицы подвижного состава может быть выражен через число нагрузочных циклов (оборотов) колесной пары, которое составляет 10^9 . Это позволяет применить для расчетов оси метод Вёлера.

Другими факторами, в значительной степени влияющими на расчет эксплуатационной прочности, являются принятие гипотезы накопления отказов и допустимой суммы отказов, а также наиболее важные характеристики материала. Это значит, что речь идет соответственно о пределе усталостной прочности, числе циклов нагружения и экспоненте наклона k линий Вёлера в диапазонах длительной и усталостной прочности (рис. 2). Далее по тексту для парамет-

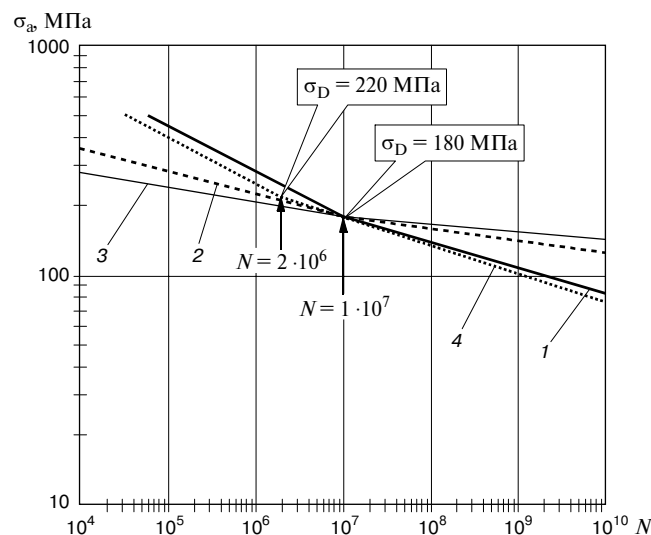


Рис. 2. Характер синтетических линий Вёлера при расчете эксплуатационной прочности:

σ_a — амплитуда напряжений, возникающих под действием прикладываемых циклических нагрузок; N — число циклов нагружения; k — наклон линий Вёлера; k' — изменение наклона после точки перелома линий Вёлера; N_E — число циклов нагружения в точке перелома линий Вёлера

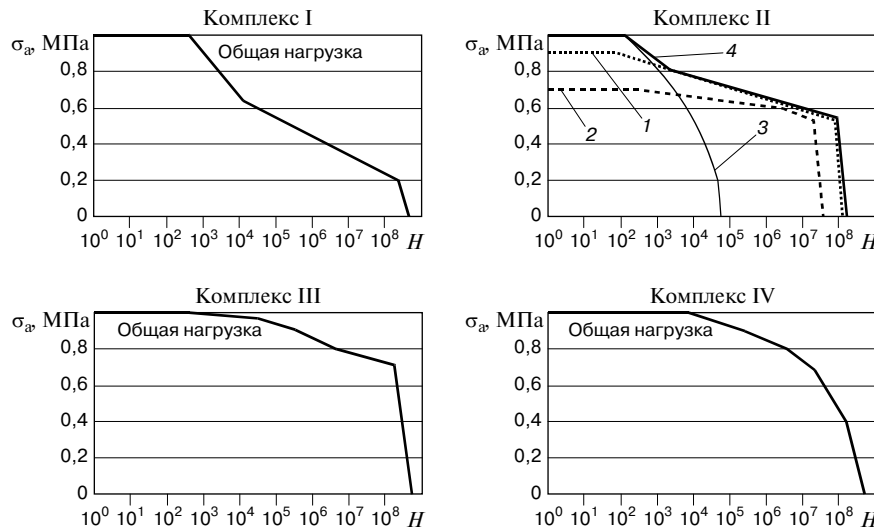


Рис. 3. Виды нагрузочных комплексов:
 σ_a — относительная амплитуда напряжений, возникающих под действием прикладываемых циклических нагрузок; N — число циклов нагружения; 1 — общая нагрузка; 2 — выход из кривой на прямолинейный участок; 3 — движение в кривой; 4 — движение через стрелочный перевод

ра k будет использоваться термин «наклон». Несогласованный выбор таких параметров может привести к большому разбросу результатов. На основании исследований и построения синтетических линий Вёлера, на которых базируется вся наука об эксплуатационной прочности, можно получить, например, значение $k = 15$ для образца без надреза.

Следует учитывать, что чем круче наклон в диапазоне числа нагрузочных циклов, расположенном после точки перелома линии Вёлера (k'), тем меньше составляющая отказа в диапазоне длительной прочности. Важно также то, что компоненты колесных пар согласно нормам испытаний на вибропрочность подвергаются 10^7 циклам нагружения, что достаточно для определения предела длительной (усталостной) прочности. Обратный подсчет до более низких значений угла наклона привел бы к более высоким значениям прочности, как показывает пример с $k = 5$ и наклоном после точки перелома $k' = 2k - 2$. По сравнению с длительной прочностью, равной 180 МПа при 10^7

циклах нагружения, в случае нагрузки под действием $2 \cdot 10^6$ циклов получилась бы длительная прочность около 220 МПа. Но если предел длительной прочности, равный 180 МПа, произвольно соотнести с числом циклов $2 \cdot 10^6$, то при нагрузке 10^7 циклов он уменьшился бы (в данном примере) до 140 МПа.

Еще одним фактором, влияющим на результат расчета эксплуатационной прочности, является определение комплекса нагрузок. На рис. 3 показаны четыре комплекса, используемые для различных оценок прочности колес. Комплекс I, применяемый для расчета колесных дисков, отображается кривой с большим наклоном и при высоком числе циклов нагружения создает только 20 % максимальной амплитуды напряжений. Комплекс II используется для оценки параметров прочности деталей колесной пары при нагрузках, которые ниже преобладающей вертикальной силы Q . Комплекс нагрузок III применяется при расчетах облегченных волнистых колесных дисков в пределах одного исследовательского проекта и поэтому должен содержать нагрузочные компоненты Q и Y .

Два последних комплекса отличаются большой полнотой и при числе нагрузочных циклов выше 10^7 обеспечивают уровень напряжений, превышающий 50 % их максимальной амплитуды. О том, насколько данные комплексы соответствуют случаям применения, типам подвижного состава и конструкции пути, пока нет точных данных. Комплекс IV основан на результатах измерений в метрополитене и относится исключительно к нагрузкам, создаваемым поперечными силами. Эти измерения проводили для того, чтобы определить максимальные нагрузки цельнокатаного колеса с целью подтверждения усталостной прочности классическим методом.

В основу этих нагрузочных комплексов положены составляющие отказов в соответствующем классе напряжений, по которым определена общая сумма

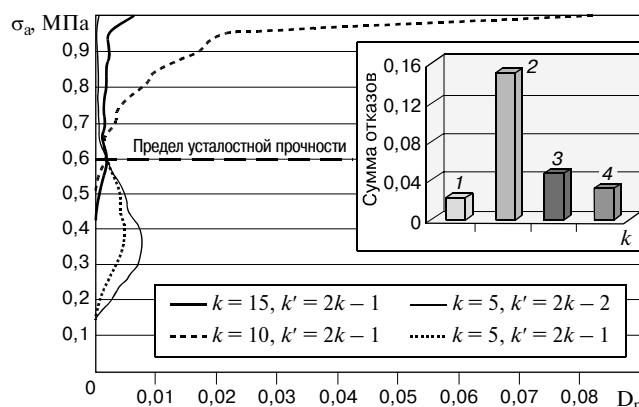


Рис. 4. Влияние наклона линий Вёлера на сумму отказов при комплексе нагрузок I:

σ_a — относительная амплитуда напряжений, возникающих под действием прикладываемых циклических нагрузок; D_n — составляющая суммы отказов, соответствующая комплексу нагрузок I. Остальные позиции, как на рис. 2

отказов с учетом изменения наклона линий Вёлера. При этом использовались значения наклона $k = 15, 10$ и 5 . В отчете ORE (Бюро по экспериментам и исследованиям МСЖД) для колес был указан наклон линий Вёлера, равный $11,8$. Во всех случаях для колес учитывался предел усталостной прочности, равный 180 МПа, и эксплуатационная нагрузка, принятая равной числу нагрузочных циклов при испытании 10^7 согласно проекту европейского стандарта prEN 13979-1. Первый пример (рис. 4) с комплексом нагрузок I показывает максимальную сумму отказов при наклоне $k = 15$ линии Вёлера. Этот комплекс зависит от составляющих отказов в диапазоне длительной прочности.

Второй пример (рис. 5) с полным нагрузочным комплексом II показывает значительное влияние наклона линии Вёлера в диапазоне усталостной прочности на математически рассчитанную сумму отказов. В зоне предела усталостной прочности, равного 180 МПа и выше, эти отказы почти отсутствуют. Преобладающие компоненты при наклоне $k = 10$ и меньше появляются при величинах усталостной прочности около 140 МПа. При других значениях наклона линии Вёлера величина этих компонентов имеет значительное рассеяние.

Таким образом, подводя итоги, можно сказать, что величина любой суммы отказов для четырех рассмотренных комплексов нагрузок в большой степени зависит от выбранного наклона кривой Вёлера (рис. 6).

В отношении нагрузок в рассмотренных примерах исходили из следующего превышения усталостной прочности σ_D при максимальной амплитуде напряжений:

- комплекс I — $\sigma_{a,max} = 1,67 \sigma_D$;
- комплекс II — $\sigma_{a,max} = 1,39 \sigma_D$;
- комплекс III — $\sigma_{a,max} = 1,03 \sigma_D$;
- комплекс IV — $\sigma_{a,max} = 1,11 \sigma_D$.

Если в случае нагружения комплексом I наименьшей полноты максимальная сумма отказов имеет место при пологой кривой Вёлера с $k = 15$, то при других, более полных комплексах различия в суммах отказов часто могут быть экстремальными в зависимости от наклона линии Вёлера в диапазоне усталостной прочности. При этом величины сумм отказов в комплексе нагрузок II колеблются от $0,107$ до $7,3$, а в комплексе III — от $0,0035$ до $5,87$. В пересчете на срок службы это означает разброс значений $1 : 168$, т. е. в зависимости от используемого наклона линии Вёлера допустимая сумма отказов достигалась бы после пробега от 9 тыс. до $1,5$ млн км. При этом еще не учитывается влияние различных значений выбранного номинального числа циклов нагружения, соответствующей усталостной прочности и суммы отказов. Из этого примера видна вся проблематика данного метода при высоких числах нагрузочных циклов.

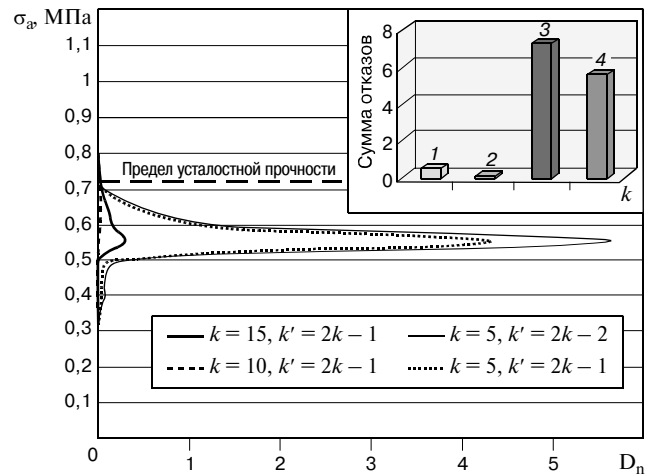


Рис. 5. Влияние наклона линий Вёлера на сумму отказов при нагрузочном комплексе II: Обозначения позиций, как на рис. 4

Тем не менее это не означает, что расчет колесных пар по величине сил, действующих между колесом и рельсом, необходимо выполнять исключительно с точки зрения усталостной прочности. Расчет конструкции по результатам, полученным во время лишь одной измерительной поездки, не дает нужного эффекта. Цель может быть достигнута путем определения взаимосвязи между вероятностью безотказной работы детали, вероятностью возникновения нагрузок и выбранным коэффициентом запаса прочности. При этом следует учитывать, что благодаря текущему контролю качества при изготовлении колесных пар (в соответствии с установленными нормативами) обеспечивается соблюдение нижнего предела механических параметров и, таким образом,

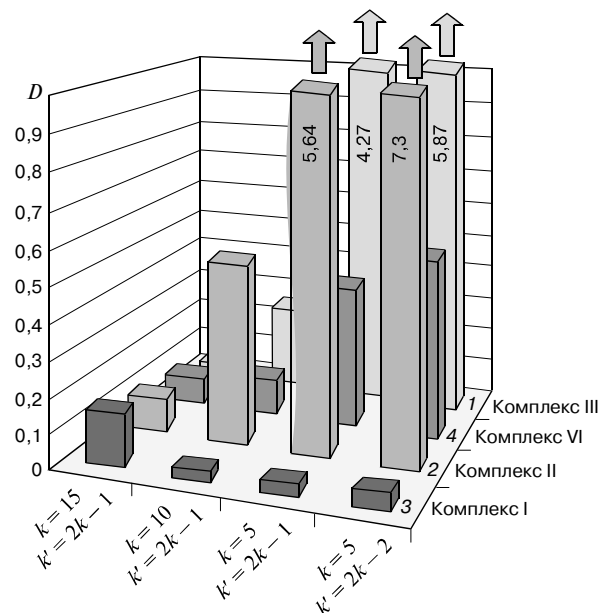


Рис. 6. Влияние наклонов линий Вёлера на общую сумму отказов при комплексах нагрузок I — IV: D — общая сумма отказов. Остальные позиции, как на рис. 4

ограничивается диапазон разброса параметров детали в сторону уменьшения.

Из сказанного можно сделать вывод, что при проведении оценки по правилам эксплуатационной прочности важно располагать надежными исходными данными в отношении детали и прикладываемых к ней нагрузок. Если относительно легко и достоверно можно определить предел усталостной прочности какой-либо детали, то оценка ее эксплуатационной прочности невозможна без знания номинального числа нагрузочных циклов и угла наклона линий Вёлера.

Выводы и перспективы

Подводя итоги, можно сказать, что метод расчета колесных пар в соответствии с критерием усталостной прочности доказал свою пригодность. Это также доказывается повседневной эксплуатацией рассчитанных этим методом колесных пар по всему миру. Кроме того, применяемые при расчетах общие правила инженерно-технической практики базируются на современных передовых технологиях, разрабатываемых с использованием последних научных достижений и проверенных на практике.

Дискуссии последних лет привели к тому, что методы расчетов по общим правилам инженерно-технической практики стали часто подвергаться критике. Особым аргументом при этом являются предложения о внедрении метода эксплуатационной прочности на базе сил, действующих в системе колесо — рельс, как дополнительного инструмента, особенно при наличии комплексов эксплуатационных нагрузок и в случае необходимости облегчения используемых конструкций.

Однако на практике к началу расчетов детали достоверный комплекс нагрузок для нее, как правило, отсутствует. Использование стандартных комплексов (для колесных пар еще не разработаны) неэффективно в расчетах такого рода, особенно с точки зрения оптимизации.

Кроме того, компании-перевозчики, заказывающие подвижной состав, должны учитывать тот факт, что оси колесных пар рассчитывают не на полный срок службы вагона или локомотива, а на гораздо меньший. Наряду с достоверными нагрузочными комплексами должны быть известны полные данные о характеристиках используемых материалов, которые не должны ограничиваться пределом усталостной прочности. Наличие этой информации поможет исключить недопустимое увеличение диапазона разброса значений при прогнозировании срока службы. Следует также учитывать, что экспериментальное определение линий Вёлера для оригинальных деталей требует слишком высоких затрат.

Колеса испытывают не только вертикальные и боковые механические нагрузки, но и термические, возникающие при использовании колодочного тормоза. Это также влияет на эксплуатационную прочность. В современных расчетах, выполняемых согласно традиционным правилам инженерно-технической практики, на отдельных этапах не учитывается действие механических и термических нагрузок в комплексе. Не всегда имеются в распоряжении испытательные стенды для исследования непосредственно на реальных колесах воздействий высоких термических нагрузок с одновременным циклическим наложением вертикальных и поперечных механических усилий, характерных для контакта колесо — рельс. Такая оценка эксплуатационной прочности позволяет получить гарантированные параметры материалов с учетом температурных влияний. Использование таких параметров из других областей техники может служить лишь в качестве промежуточного решения.

Для решения общих вопросов прочности колесных пар большое значение имеет анализ их разрушения при авариях с целью выяснения реальных причин. Поэтому в будущем независимо от способа расчета прочности большое значение будет иметь оценка механизма разрушения материала колесных пар.

Следует отметить, что вопреки расчету на усталостную прочность реальные детали в процессе их эксплуатации все же могут преждевременно выйти из строя. Так, известно, что во время движения высокоскоростного поезда случайный камень из щебеночного балласта может попасть в ось колесной пары и оставить на ее поверхности насечку. Последняя, являясь концентратором напряжений, может стать местом зарождения трещины с вытекающими отсюда последствиями. Задачей оценки такого рода повреждений стало бы определение их допустимой величины и интервалов между инспекционными проверками.

Расчет деталей с учетом критериев механизма разрушения также может стать полезным с точки зрения допускаемой величины повреждений. Кроме того, необходим метод расчета деталей с четко выраженными трещиноподобными повреждениями, величина которых, однако, находится в пределах допуска (не происходит роста трещины).

При использовании критериев механики разрушения также необходимо знание гарантированных характеристик материалов, а для расчета интенсивности роста трещин нужны кривые, отражающие зависимость изменения нагрузки от времени. Лишь при этом условии могут быть получены достоверные результаты.

Комплексы нагрузок, используемые для расчетов прочности и сформированные путем предварительных оценок, не отражают последовательности видов

нагрузки. Зависимости нагрузки от времени, построенные по стохастическим алгоритмам на основе такого рода нагрузочных комплексов, могут быть использованы лишь в качестве вспомогательного инструмента.

В перспективе необходимо создание единого интегрированного метода оценки, который позволит не только эффективно выполнять расчеты длительной и эксплуатационной прочности деталей, но так-

же и проводить анализ их повреждений. Последний должен проводиться с целью проверки и уточнения интервалов времени между осмотрами и другими профилактическими мерами в рамках технического обслуживания. Разработка этого метода в наибольшей степени требуется для колесных пар, эксплуатируемых под вагонами с колодочным тормозом.

F. Murawa. Eisenbahningenieur, 2004, № 1, S. 40 – 47.

Преимущества использования промышленных средств автоматизации в системах СЦБ

Средства автоматизации технологических процессов в промышленности находят все большее применение в системах СЦБ, которые ранее отличались использованием специализированных технических решений. В качестве примера рассмотрена система микропроцессорной централизации Alistor компании Vossloh.

В период зарождения средств СЦБ основные принципы их функционирования воплотились в механических устройствах. В 1950 – 1960-е годы те же принципы трансформировались в релейную технику. Тогда были разработаны многочисленные дополнительные функции и новые технологии, например, топографическое построение систем централизации.

При программировании первых систем микропроцессорной централизации (МПЦ) в 1980-е годы не допускались существенные отклонения от базовых принципов, заложенных в XIX в. Первостепенное значение придавалось переходу к микропроцессорной технике, поскольку уровень функциональности релейных систем был для того времени достаточно высоким. Кроме того, предполагалось, что применение компьютеров позволит снизить расходы по сравнению с релейной техникой за счет сокращения числа аппаратных средств и увеличения протяженности зон действия постов централизации. Опыт многих стран показывает, что уменьшения затрат с внедрением МПЦ добиться не удалось. В Германии исключения составляют проекты, в рамках которых происходило объединение нескольких станций в зону действия одной МПЦ, что позволяло сократить потребность в персонале.

В других странах этот же результат был получен еще в 1960-х годах за счет внедрения телеуправления постами централизации. Там уже достаточно давно усилия были сконцентрированы на внедрении технических средств, позволяющих отказаться от линейного персонала на малых станциях, расположенных на протяженных линиях. Сначала для этого использовалась релейная техника, в дальнейшем — компьютеры.

Необходимо проанализировать причины того, почему компактные современные компьютеры, использовавшиеся в МПЦ, не дали ожидаемого экономического эффекта. Среди этих причин в первую очередь можно назвать следующие:

- 1) недостаточный уровень компетентности поставщиков и заказчиков при формулировании требований к МПЦ;
- 2) усложнение проверки программного обеспечения МПЦ по сравнению с реле;
- 3) непрерывное сокращение длительности инновационных циклов, а потому быстрое старение аппаратных и программных средств, а также технологий.

Первый пункт затрагивает многих работников железных дорог и компаний-поставщиков, которые были компетентны в релейной технике и обладали общими знаниями вследствие тесных взаимосвязей между железными дорогами и промышленностью. Поскольку документация на релейные системы состоит преимущественно из схем, в период, когда потребовались массовые сокращения персонала, произошла потеря определенной части знаний об этих системах — спецификации и обоснования тех или иных принимавшихся технических решений были недостаточно хорошо задокументированы или про-