

Сравнение методов расчета осей колесных пар

Первые европейские методы расчета были опубликованы в 1970-х годах в отчете B136 ORE (Бюро по экспериментам и исследованиям МСЖД). За ним в начале 1990-х годов последовал документ МСЖД 515-3 и в конце 1990-х годов — евростандарт EN 13104, в котором дано описание методов расчета осей моторных колесных пар для подвижного состава стран Западной Европы. Российский метод расчета осей по ОСТ 32.93–97 распространяется на оси только моторных колесных пар. Первые его версии берут свое начало в 1970-х годах. В то время стандарт был согласован с железными дорогами бывших социалистических государств.

Методики расчетов по обоим стандартам идентичны. Сначала находят силы, действующие на колесную пару, с учетом различных параметров единицы подвижного состава. После этого определяют геометрические характеристики оси. На следующем этапе рассчитывают моменты и напряжения в выбранных поперечных сечениях. Эти напряжения сравнивают с допустимыми значениями, которые зависят от материала и геометрии деталей. Оба метода требуют определенного уровня запаса прочности. Стандарт ОСТ 32.93–97 (далее по тексту ОСТ) указывает конкретные значения параметров. По завершении расчета коэффициенты запаса прочности должны соответствовать определенным значениям.

Европейский стандарт EN 13104 (далее по тексту EN) также содержит точные показатели прочности, но здесь уровень запаса прочности включен непосредственно в значение допускаемого напряжения. В обоих стандартах приводятся уравнения или характеристики для расчета коэффициентов концентрации напряжений.

Для рассмотрения и сравнения взяты эти два стандарта в связи с

тем, что области применения их аналогичны. Оба документа относятся к осям моторных колесных пар и соответствующим методам расчета, однако российский метод основывается на применении максимальной скорости 250 км/ч и точно определяет возможные системы привода. Европейский стандарт ограничивается нормальным европейским качеством состояния пути и магистрального подвижного состава. Так, например, к путевым машинам он не относится.

Варианты расчетных нагрузок

В обоих стандартах определены уравнения для расчета вертикальных сил на уровне первичного рессорного подвешивания, горизонтальной направляющей силы колесной пары, вертикальных инерционных сил неподдресоренных компонентов и поперечных сил при взаимодействии колеса с рельсом. Вертикальные реакции под отдельными колесами уравнивают квазистатическую систему сил.

В основном варианте расчета европейского стандарта подвиж-

ная единица движется в кривой и замедляется с максимальной эксплуатационной силой торможения. Вторым вариантом нагрузки для осей ведущих колесных пар является трогание с места на прямолинейном участке с максимальным крутящим моментом.

В стандарте ОСТ рассматривается единица подвижного состава, которая движется только в кривых. При максимальной эксплуатационной скорости учитывается только сила тяги, а тормозная сила в расчетах не фигурирует. Для наглядного сравнения следовало нормализовать оба варианта нагрузок. С этой целью был выбран особый вариант нагружения. Нагрузки, возникающие при трогании с места в кривой, скомбинировали с силами, рассматриваемыми в расчетах европейским методом.

Авторы остановились на следующих вариантах нагрузок:

- трогание с места в кривой согласно ОСТ;
- трогание с места в кривой согласно EN;
- трогание с места на прямом участке согласно EN.

На рис. 1 приведены силы, используемые в европейском и российском стандартах.

Вертикальную нагрузку на колесную пару на уровне первичного подвешивания со стороны наружного рельса в кривой образуют пять компонентов:

- статическая подрессоренная масса кузова, приходящаяся на одно колесо (F_{1V});
- динамическая инерционная нагрузка от массы кузова при прохождении через вертикальный дефект пути (F_{2V});
- инерционная нагрузка от неподдресоренной части подшипникового узла колесной пары (F_{3V});
- нагрузка от неуравновешенного поперечного ускорения кузова при движении в кривой (F_{4V});
- ветровая нагрузка на боковую стенку кузова (F_{5V}).

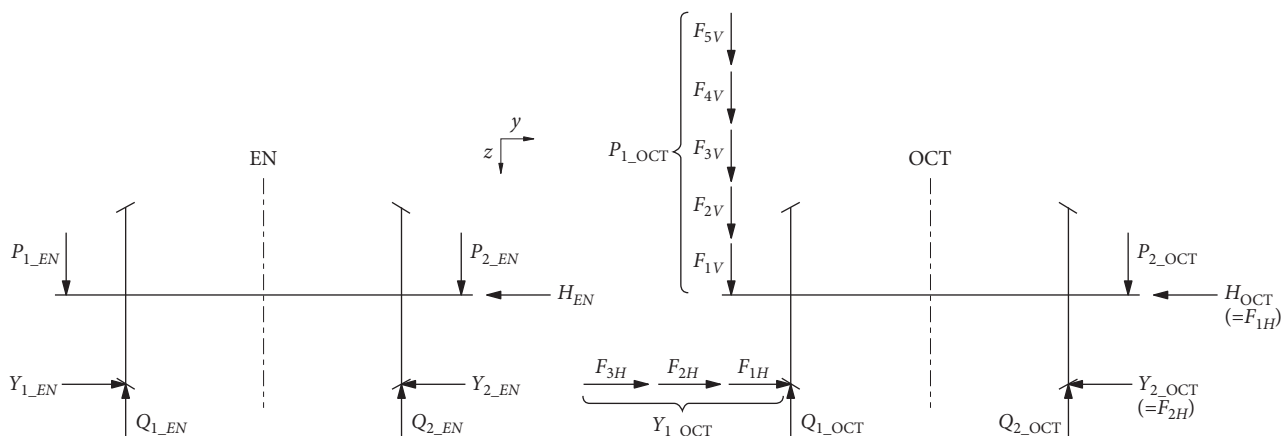


Рис. 1. Системы сил по стандартам EN и ОСТ

Общая вертикальная реакция представляет собой сумму сил:

$$P_{1_ОСТ} = (F_{1V}) + (F_{2V}) + (F_{3V}) + (F_{4V}) + (F_{5V}). \quad (1)$$

В стандарте ОСТ учитывается различие между вертикальной нагрузкой на уровне первичного подвешивания и силами, действующими в контакте колеса с рельсом. Это различие зависит от того, куда направлено вертикальное ускорение колесной пары – вверх или вниз. Обе силы больше, если ускорения в зоне колес направлены вверх, а за пределами расположения колес – вниз.

Осевая нагрузка исследуемой единицы подвижного состава со-

ставляет 23 т, максимальная скорость 160 км/ч, колесные пары приводятся в движение через двухступенчатый редуктор. На рис. 2 показаны три рассчитанные по двум методам вертикальные опорные реакции на наружном рельсе в кривой.

Суммарная нагрузка на буксовую шейку оси по стандарту ОСТ составляет 168 324 Н, по стандарту EN – 142 811 Н в кривой и 110 055 Н на прямолинейном участке пути. Рассчитанная по российскому методу вертикальная нагрузка ($P_{1_ОСТ}$) примерно на 18% больше рассчитанной по европейскому стандарту при движении в кривой ($P_{1_EN-Bogen}$). Статическая нагрузка от первичного рессорного подвешивания со-

гласно методу ОСТ (F_{1V}) меньше той же силы согласно EN (P_{1_stat}). Причина заключается в том, что согласно российскому методу эта нагрузка создается не всей массой, приходящейся на колесную пару, а только ее обрессоренной частью. Несмотря на то что нагрузка на колесо выше усилия первичного рессорного подвешивания, указанная в ОСТ константа снижает ее. Физическое значение силы F_{2V} идентично соответствующему значению силы галопирования P_{1_touch} . Оба значения характеризуют вертикальную динамику кузова вагона. Данная вертикальная динамика согласно ОСТ на 17% выше, чем в EN.

Силы F_{4V} и P_{1_wank} оказывают одинаковое воздействие на динамику, поскольку обе вызываются боковой качкой кузова вагона. Согласно EN они выше, даже если в стандарте ОСТ к величине F_{4V} прибавить нагрузку от бокового ветра.

Поперечные силы, действующие в контакте колеса с рельсом, состоят из следующих трех компонентов:

- направляющего усилия на буксе колеса (F_{1H}), взаимодействующего с внутренним рельсом в кривой;
- силы трения (F_{2H}) между внутренним рельсом и колесом, перемещающимся по нему в поперечном направлении (коэффициент трения между колесом и рельсом $\mu = 0,25$);
- инерционной силы колесной пары и жестко связанных с ней узлов

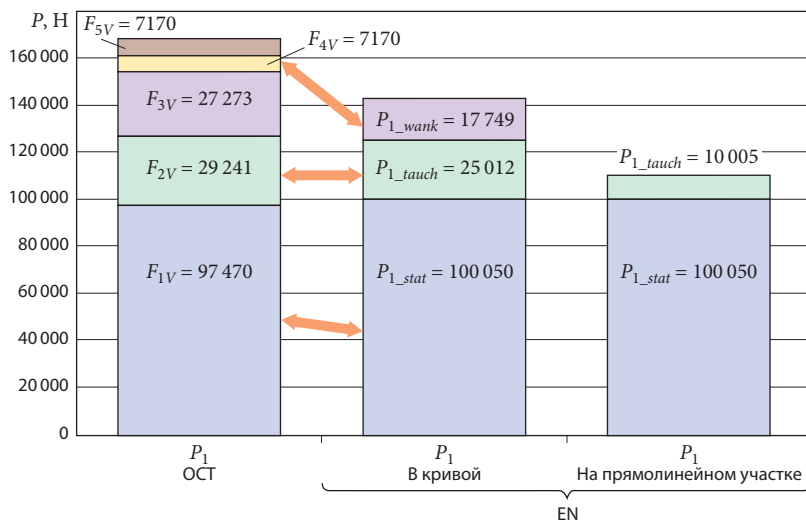


Рис. 2. Вертикальные реакции на наружном рельсе в кривой и на прямолинейном участке пути

(F_{3H}), возникающей при прохождении колесом дефектов положения пути в плане.

Суммарная поперечная сила в контакте колесо — рельс на наружном рельсе в кривой определяется следующим уравнением:

$$Y_{1_ОСТ} = F_{1H} + F_{2H} + F_{3H} \quad (2)$$

На рис. 3 показано различие между поперечными силами, рассчитанными по двум методам.

Сумма компонентов поперечных сил ($Y_{1_ОСТ}$) составляет 88 059 Н, что почти на 26% больше той же силы в кривой ($Y_{1_EN-Bogen}$), определенной по стандарту EN. Сила $Y_{1_EN-Bogen}$ равна сумме поперечных сил в контакте колесо — рельс и направляющей силы на буксе: $Y_{1_EN-Bogen} = Y_2 + H_{EN-Bogen}$. Сила F_{2H} соответствует силе трения Y_2 в контакте колесо — рельс согласно стандарту EN. Сила Y_2 равна 35 017 Н, что превышает значение силы F_{2H} , определенной по стандарту ОСТ. Силы H и Y_2 , рассчитанные согласно стандарту EN, одинаковы по величине и больше соответствующих сил в стандарте ОСТ. Поперечные силы F_{1H} (ОСТ) в подшипниковом узле колесной пары и соответственно H (EN) различны: сила, рассчитанная по российскому методу, примерно на 13% больше силы, рассчитанной по стандарту EN. Поперечная сила в контакте колесо — рельс для прямолинейного участка пути составляет 20 010 Н согласно EN. Поперечное ускорение неподрессоренных масс по методу EN не играет важной роли. В российском же методе это не так. Согласно стандарту ОСТ обусловленная этим ускорением сила $F_{3H} = 20 370$ Н.

С помощью найденных таким образом вертикальных сил в первичном рессорном подвешивании, поперечных сил в контакте колесо — рельс и инерционных сил в неподрессоренных компонентах можно рассчитать вертикальные силы в контакте между колесом и наруж-

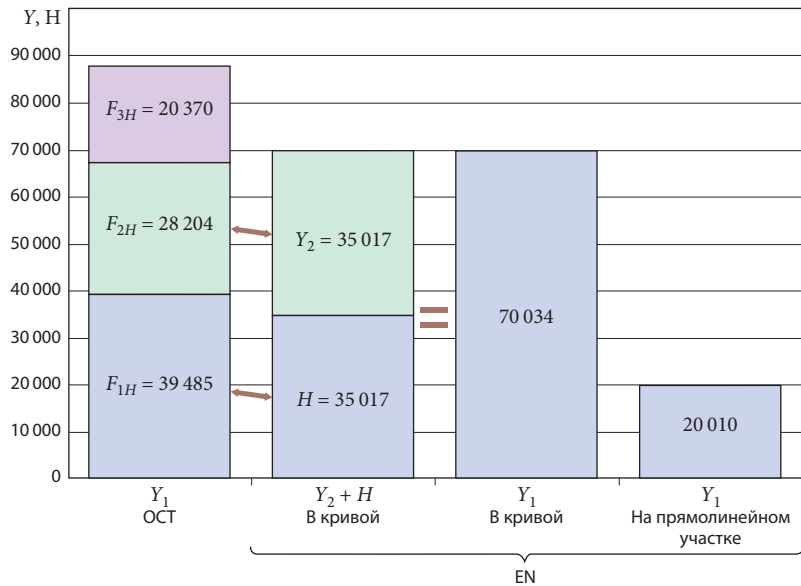


Рис. 3. Значения поперечных сил

ным рельсом в кривой. На рис. 4 показаны значения этих сил, рассчитанные в соответствии с обоими стандартами для криволинейных участков, а также для прямолинейного участка (стандарт EN).

Несмотря на то что вертикальная сила в первичном рессорном подвешивании и направляющая сила на буксе согласно стандарту EN больше, тем не менее по методу ОСТ вертикальная сила реакции в контакте колесо — рельс меньше,

чем по методу EN. Это происходит по двум причинам:

- ускорения неподрессоренных компонентов в российском стандарте выше, чем в европейском;
- вертикальная сила в первичном рессорном подвешивании и поперечная в контакте колесо — рельс согласно ОСТ не зависят от тягового момента, а вертикальная сила в контакте колесо — рельс зависит от него. Рассчитанное по стандарту ОСТ вертикальное усилие зубчато-

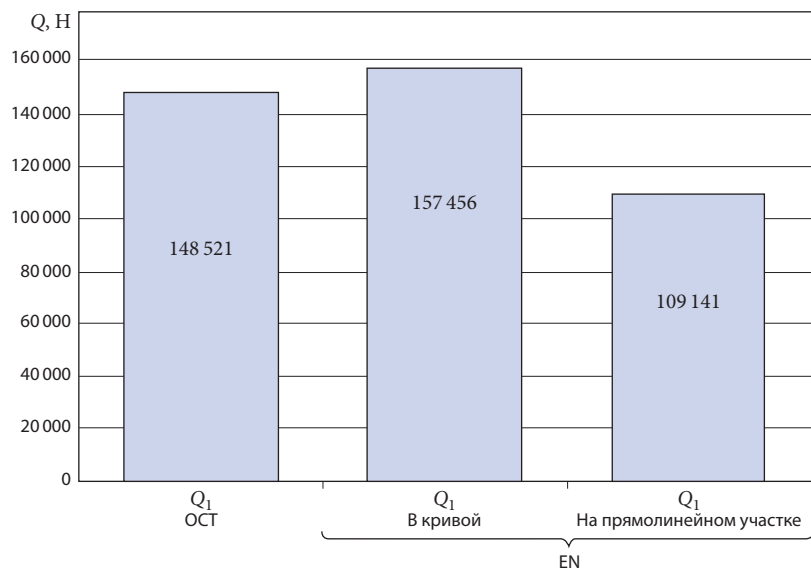


Рис. 4. Вертикальные силы в контакте колесо — рельс

го зацепления редуктора, обусловленное крутящим моментом, снижает вертикальную силу в контакте колесо — рельс.

В данном случае согласно стандарту EN эта сила ($Q_{1_EN-Bogen}$) на 6% выше силы ($Q_{1_ОСТ}$), рассчитанной по стандарту ОСТ.

Определив силы, действующие на колесную пару, можно рассчитать изгибающий момент на подступичной части оси над внутренним рельсом в кривой. Это позволяет определить различие в величинах моментов, которое в данном опорном поперечном сечении вызывается разностью действующих сил.

Для колеса радиусом 550 мм расстояние между серединой буксового подшипника колесной пары и выбранным поперечным сечением составляет 395 мм, а между плоскостью круга катания и расчетным поперечным сечением — 90 мм. На основе данных параметров получают моменты, показанные на рис. 5.

Приведенные значения моментов M_Y , M_P и M_Q определены на основе расчета сил, действующих на колесную пару в соответствии с рис. 1. Моменты, вызываемые силами Y и P , имеют положительное направление, а вызы-

ваемые силой Q — отрицательное. Сумма этих моментов в кривой составляет 101 554 Н·м согласно ОСТ, 80 758 Н·м согласно EN и на прямолинейном участке пути 44 655 Н·м. Определенное согласно ОСТ напряжение при изгибе над наружным рельсом кривой на 25% выше, чем при движении в кривой согласно EN. Эта разница объясняется тем, что силы Y и P в стандарте ОСТ выше, чем в стандарте EN, и в то же время сила Q по стандарту ОСТ меньше, чем по EN.

В стандарте ОСТ приводятся коэффициенты (в частности, коэффициенты ускорения), с помощью которых можно определить силы, действующие на колесную пару (с F_{1V} по F_{5V} и с F_{1H} по F_{3H}). Некоторые коэффициенты определяются с помощью уравнений, в некоторых случаях коэффициенты можно взять из указанных диапазонов значений, которые зависят от характеристик системы рессорного подвешивания единицы подвижного состава и качества содержания пути. Коэффициенты ускорения зависят от скорости движения, другие же коэффициенты определяются статическим прогибом рессор обеих ступеней. Вертикальные силы на осевых подшипниках редуктора и усилия в зубчатом зацеплении рас-

считывают в зависимости от системы тяги по заданным уравнениям. Рассматривают следующие системы тяговой передачи:

- с опорно-осевой подвеской и односторонним зубчатым колесом;
- с опорно-осевой подвеской и двусторонними зубчатыми колесами;
- гидродинамическая или гидромеханическая осевая передача с коническим зубчатым зацеплением;
- привод с полым валом.

Подшипники редуктора в двусторонней опорно-осевой передаче всегда располагаются между внутренними сторонами зубчатых колес. Российский стандарт ОСТ предлагает только одно уравнение сил реакции упора против проворачивания, установленного на оси редуктора горизонтально.

В европейском стандарте скручивающий момент редуктора учитывается при определении сравниваемых величин напряжений. Российский метод расчета не учитывает скручивающего момента, а принимает во внимание только напряжения изгиба.

Расчет поперечных сечений оси колесной пары

Европейский стандарт не ставит никаких предварительных условий относительно рассчитываемых поперечных сечений. На практике рассчитывают такие поперечные сечения, у которых начинается или заканчивается прессовая посадка, изменяются характеристики моментов, а также сечения в местах перехода с галтелью. Российский стандарт однозначно определяет пять поперечных сечений, которые необходимо учитывать для каждой системы привода:

- место посадки буксового подшипника колесной пары или шейки;
- подступичная часть оси;
- место посадки колеса в плоскости круга катания или подступичная часть;
- сечение средней части оси;

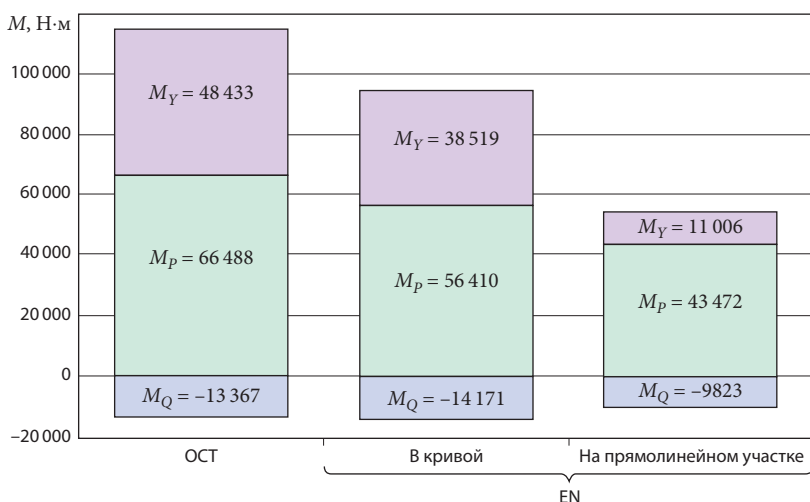


Рис. 5. Расчетные значения изгибающих моментов

• сечение оси в месте посадки зубчатого колеса редуктора.

Местоположение отдельных поперечных сечений задается линией действия силы первичного рессорного подвешивания со стороны наружного рельса в кривой. Однако положение этих поперечных сечений или расстояния от линии действия силы первичного рессорного подвешивания определены в стандартах EN и ОСТ по-разному. На рис. 6 приведены типичные расстояния и поперечные сечения для осей с редукторами, зубчатое колесо которых напрессовано непосредственно на ось колесной пары.

В целом можно сказать, что расстояния и диаметры поперечных сечений, рассчитываемых по стандартам EN и ОСТ, не согласуются друг с другом. Другими словами, места расположения учитываемых диаметров не совпадают. В табл. 1 приведены основные расчетные поперечные сечения, соответствующие позициям рис. 6, и их характеристики (по стандарту ОСТ).

Пределы сопротивления усталости

В российском стандарте пределы сопротивления усталости определяются иначе, чем в европейском. Существуют два способа: для прессовой посадки (колес и буксовых подшипников) и для свободной части оси.

Расчет допустимого напряжения в отдельных поперечных сечениях выполняется на основе усталостной прочности образцов малого размера без надреза. Стандарт ОСТ определяет геометрию опытного образца и минимальное число циклов испытаний на усталость.

Методом А определяют усталостную прочность на основе геометрии оси. Согласно стандарту ОСТ усталостную прочность отдельных поперечных сечений свободной части оси находят с помо-

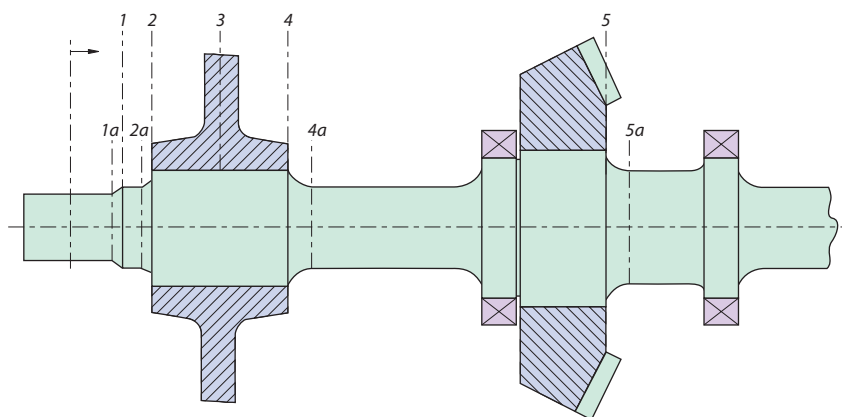


Рис. 6. Расчетные сечения согласно стандарту ОСТ

Таблица 1

Расчетные сечения и дополнительные характеристики оси согласно ОСТ

Расчетное сечение	Расчетный диаметр для определения усталостных напряжений	Эффекты, влияющие на величину усталостных напряжений	
		Прессовая посадка	Концентрация напряжений
1	Шейка оси, 1а	+	+
2	Предподступичная часть, 2а	—	+
3	Подступичная часть, 3	+	—
4	Средняя часть оси, 4а	—	+
5	Тело оси в редукторе, 5а	—	+

щью коэффициентов, определяемых следующими факторами:

- размером поперечного сечения (размерный коэффициент);
- шероховатостью поверхности;
- концентрацией напряжений в галтелях;
- степенью или наличием упрочняющей накатки.

Коэффициент концентрации напряжений зависит от соотношения диаметров и радиуса галтели. Если галтель образована несколькими радиусами (например, R75 + R15), то этот коэффициент необходимо определить для каждого радиуса и при расчете учесть большее значение. Коэффициент концентрации напряжений задается не уравнением, а графически (в виде кривой). Однако в методе стандарта ОСТ нет указаний относительно желобчатых проточек.

С помощью метода Б определяют усталостную прочность на осно-

ве характеристик прессовой посадки. Этот метод основан на учете коэффициентов, обусловленных следующими параметрами:

- величиной натяга;
- удельным давлением на посадочной поверхности;
- пределом прочности материала оси;
- степенью или наличием упрочняющей накатки.

Усталостную прочность шейки оси следует рассчитывать обоими методами. Опыт показывает, что метод Б для шейки оси без упрочняющей накатки дает в итоге меньшую усталостную прочность, чем метод А. Если бы шейка оси имела упрочняющую накатку, то получили бы более низкое значение этого параметра с учетом коэффициента концентрации напряжений галтели, т. е. по методу А, а по методу В в этом случае получилась бы более высокая усталостная прочность.

КОЛЕСНЫЕ ПАРЫ

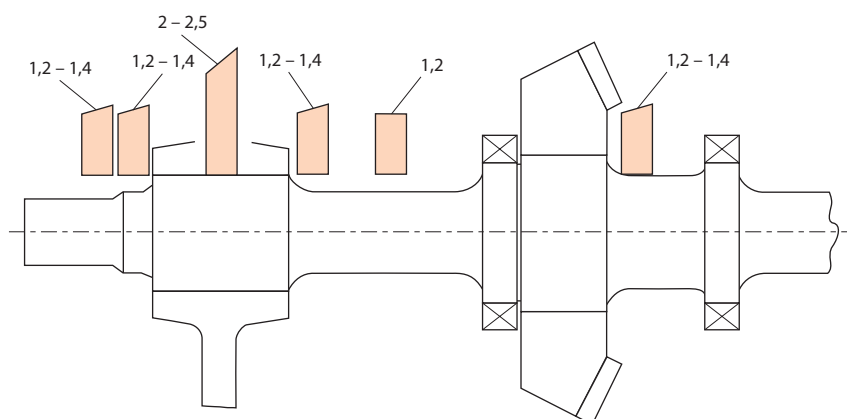


Рис. 7. Величины коэффициентов упрочняющей накатки согласно стандарту ОСТ

В стандарте ОСТ имеется сводная таблица В.1 технологических параметров упрочняющей накатки. Эта таблица поясняет, с помощью

каких технологических параметров (геометрии накатки, силы нажатия и т.д.) можно обработать место посадки подшипника колесной пары,

Таблица 2

Предел усталостной прочности сечений

Сечение	Предел усталостной прочности, МПа	
	ОСТ	EN
Шейка оси (1/1a)	151 ¹	113
	133,3 ²	
Предподступичная часть (2/2a)	139,2	240
Подступичная часть (3)	98,6	132
Заподступичная часть рядом с подступичной (4/4a)	153,4	240

¹ С учетом коэффициента концентрации напряжений;

² С учетом коэффициента удельного давления на посадочной поверхности.

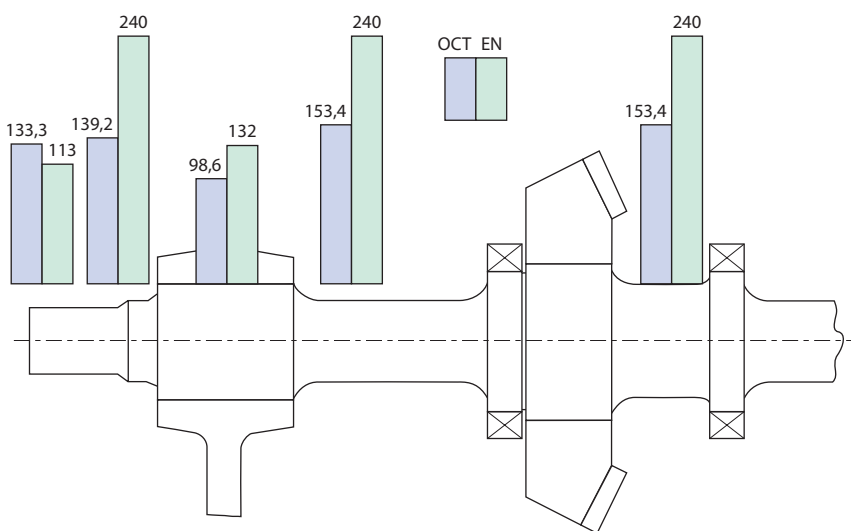


Рис. 8. Величины предела усталостной прочности на различных поверхностях оси

предподступичную, подступичную, среднюю часть оси и галтели. Если ось согласно указанным параметрам будет иметь упрочняющую накатку, тогда допустимое напряжение в галтелях умножают на коэффициент 1,2–1,4, а в случае пресовой посадки – на коэффициент 2–2,5. Для средней части оси этот коэффициент равен 1,2. На рис. 7 приведены величины коэффициентов упрочняющей накатки для разных поверхностей оси.

В табл. 2 и на рис. 8 приведены значения рассчитанных согласно обоим стандартам пределов усталостной прочности для полой оси из материала EA4T без упрочняющей накатки.

Параметры в стандарте ОСТ отражают геометрические свойства приведенной в качестве примера оси и поэтому действительны только для данной конструкции.

Минимальные коэффициенты запаса прочности

Европейский стандарт устанавливает разные значения запаса прочности, используя величину допустимых напряжений. Базовый коэффициент запаса для моторных колесных пар согласно EN принят равным 1,5. Для материала EA4T с известным соотношением усталостных напряжений этот показатель увеличивается и достигает величины 1,66. Вдоль всей оси его величина одинакова.

В российском стандарте указано, каких минимальных коэффициентов запаса прочности в отдельных поперечных сечениях необходимо достичь к концу расчета. В табл. 3 и на рис. 9 приведены значения коэффициента запаса прочности согласно европейскому и российскому стандартам.

На основе пределов усталостной прочности и минимальных коэффициентов запаса прочности рассчитывают допустимые напряжения (табл. 4, рис. 10).

Таблица 3

Минимальные коэффициенты запаса прочности для различных сечений оси моторной колесной пары

Сечение	Стандарт	
	ОСТ	EN
Место посадки буксового подшипника (шейка оси)	2	1,66
Предподступичная часть		
Середина подступичной части		
Галтель между подступичной и заподступичной частями		
Участок средней части оси, находящийся в редукторе		

Рассчитанные согласно ОСТ минимально допустимые напряжения во всех поперечных сечениях меньше, чем соответствующие значения, определяемые по стандарту EN.

При расчете коэффициентов запаса прочности следует учитывать диаметр оси, уменьшенный на величину, соответствующую припуску на обработку при ремонте. В стандарте ОСТ эти параметры определены точно: 5 мм для подступичной части и 10 мм для места посадки зубчатого колеса в редукторе с опорно-осевой подвеской.

Геометрия оси, определяемая обоими стандартами

Для того чтобы гарантировать минимальные коэффициенты запаса прочности согласно обоим стандартам, необходимо знать размеры отдельных поперечных сечений. По стандарту EN минимальные коэффициенты запаса прочности везде равны 1, а согласно ОСТ они распределяются в соответствии с рис. 9. Здесь рассматриваются только два варианта нагрузок, а именно трогание в кривой в соответствии со стандартами ОСТ и EN. В табл. 5 указаны требуемые минимальные диаметры для обоих вариантов нагрузки, а на рис. 11 даны минимальные контуры оси.

Параметры согласно ОСТ определены без припуска на обработку оси, чтобы оси можно было сравнить между собой. Ось рассматриваемой конструкции имеет продольное сквозное отверстие. Внешний диаметр предподступичной части оси мог бы составлять минимум 137 мм согласно стандарту EN, однако в этом случае напряжения внутри отверстия были бы слишком большими. Диаметр 143 мм гарантирует минимально необходимый коэффициент запаса прочности на поверхности вала и в отверстии.

Следует отметить, что в отношении геометрических параметров осей, рассчитанных согласно стан-

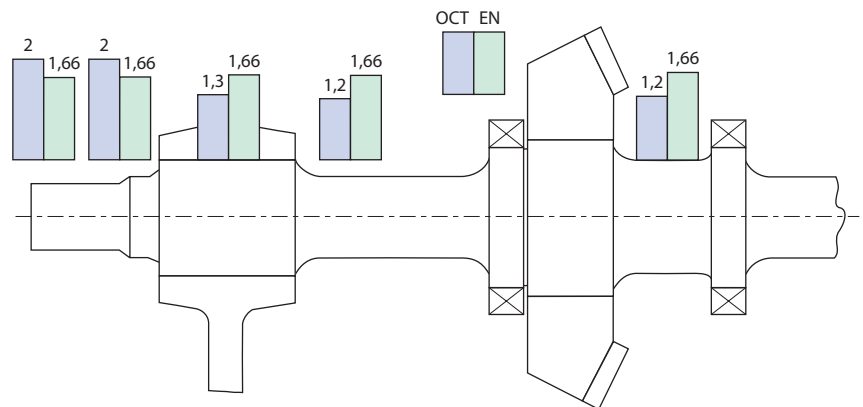


Рис. 9. Значения коэффициентов запаса прочности согласно стандартам ОСТ и EN

Таблица 4

Допустимые напряжения, МПа, согласно стандартам ОСТ и EN

Сечение	Стандарт	
	ОСТ	EN
Шейка оси	66,7	68
Предподступичная часть	69,6	145
Середина подступичной части	75,8	80
Галтель между подступичной и заподступичной частями	127,8	145
Участок средней части оси, находящийся в редукторе		

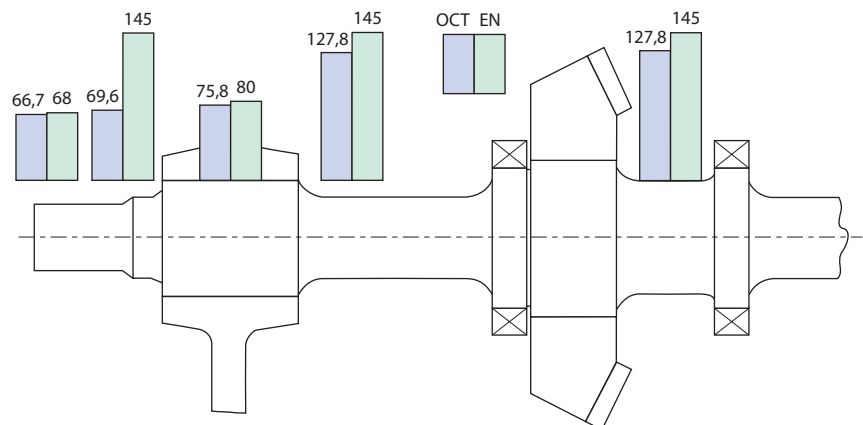


Рис. 10. Допустимые величины напряжений по стандартам ОСТ и EN для отдельных сечений

Таблица 5

Требуемые минимальные диаметры сечений, мм, по стандартам ОСТ и EN

Сечение	Стандарт	
	ОСТ	EN
Шейка оси	142	133
Предподступичная часть	168	143
Середина подступичной части	238	232
Галтель между подступичной и заподступичной частями	202	198
Участок средней части оси, находящийся в редукторе	205	200

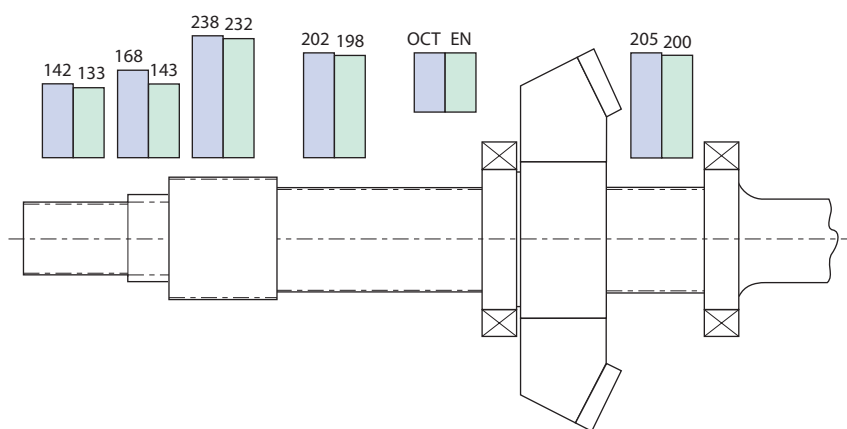


Рис. 11. Минимальные контуры оси

дартам ОСТ и EN, почти нет никакой разницы. Это подтверждает также тем, что, хотя изгибные напряжения согласно ОСТ имеют большую величину, чем в стандарте EN, в российском стандарте не учитываются нагрузки на скручивание.

Еще одно подтверждение дают полученные соотношения между значениями усталостной прочности по обоим стандартам, а также между величинами коэффициентов запаса прочности. В зонах оси, в которых усталостная прочность согласно ОСТ больше, чем в стандарте EN, российские коэффициенты запаса прочности выше и, наоборот, более низким показателям сопротивления усталостной прочности соответствуют меньшие коэффициенты запаса прочности. Из этого вытекает, что допустимые на-

пряжения в обоих стандартах одинаковы. Исключением является предподступичная часть оси. В целом величины диаметров оси по европейскому стандарту могут быть на несколько миллиметров меньше, чем по ОСТ.

Выводы

Методы расчета осей ведущих колесных пар по стандартам ОСТ 32.93 и EN 13104 уже в течение нескольких десятилетий подтверждают свою надежность.

Методика стандарта ОСТ имеет определенные недостатки. Метод расчета в большой степени зависит от системы привода, причем стандарт не позволяет вести расчет оси для любых модификаций тягового подвижного состава в целом и

его компонентов. В стандарте рассматриваются только некоторые поперечные сечения, а те, которые могут быть критическими, не принимаются во внимание, например поперечное сечение в желобчатой выточке. Более того, для этого сечения нет коэффициента концентрации напряжений.

Тем не менее метод имеет ряд преимуществ: стандарт ОСТ содержит уравнения или коэффициенты для определения ускорений в неподрессоренных компонентах в вертикальном и горизонтальном направлениях. Массы буксового подшипника и шейки оси в расчетах рассматривают как один компонент, а половину массы первичного рессорного подвешивания относят к массе колесной пары.

В стандарте ОСТ 32.93 зафиксированы основные технологические параметры упрочняющей накатки. Оптимально подобранные для материала и геометрии оси, эти параметры позволяют значительно повысить предел усталостной прочности осей.

Европейский стандарт EN 13104 проще, он работает с несколькими параметрами, не зависящими от конструкции всей единицы подвижного состава и системы привода. В связи с этим расчет осей можно выполнять на более ранних этапах проектирования.

Несмотря на то что методики определения вариантов нагрузок, расчета поперечных сечений и допустимых усталостных напряжений значительно различаются, оба метода дают сопоставимые результаты расчета осей.

По материалам группы Entwicklung Radsätze компании Siemens; стандарт ОСТ 32.93 – 97 (www.mintrans.ru; www.complexdoc.ru/text/ГОСТ P 52942-2008).