

Отказы осей колесных пар и их причины

В условиях интенсивной эксплуатации и повышенных скоростей движения железнодорожного подвижного состава происходит постепенное снижение вибропрочности осей колесных пар, особенно в местах прессовых посадок. Кроме того, в современных поездах, ходовой механизм которых адаптирован к пути (вагоны с наклоняемым кузовом), напряжения в осях выше рассчитанных по действующим стандартам. Конструктивное исполнение осей колесных пар должно учитывать не только меняющиеся во времени нагрузки (число их циклов в эксплуатации находится в гига-диапазоне), но и усталостную прочность.

Несмотря на постоянное совершенствование конструкции осей колесных пар, не удается избежать их изломов, хотя при разработке используются результаты расчетов, исследований вибропрочности, измерений эксплуатационных нагрузок, а также обоснованные рекомендации и нормы.

На типичных поверхностях излома осей, разрушившихся в процессе эксплуатации, ясно различимы характерные линии раstra, расположенные на различном расстоянии друг от друга. На одной из исследовавшихся осей излом произошел после пробега 1,4 млн. км, на другой — 350 тыс. км (соответственно после $6 \cdot 10^8$ и $1,3 \cdot 10^8$ нагрузочных циклов). В обоих случаях местом излома стали зоны прессовой посадки, причем в одном случае под лабиринтным уплотнением, а в другом — в подступичной части. Причиной изломов была контактная усталость (фрикционная коррозия).

Контактная усталость возникает в резьбовых, прессовых и заклепочных соединениях и ведет к заметному уменьшению вибропрочности. Чтобы снизить влияние контактной усталости, необходимо выполнить соответствующие конструкторские,

материаловедческие и технологические мероприятия. В качестве примера в табл. 1 приведены не претендующие на полноту данные по изломам осей колесных пар моторных и поддерживающих тележек различного подвижного состава в дальних и местных перевозках. Большая часть изломов происходит в местах прессовой посадки вследствие контактной усталости.

Достигнутые пробеги лежат в интервале от сотен тысяч до миллионов километров, что соответствует числу циклов напряжений, находящемуся в гига-диапазоне. Максимальные расчетные напряжения приняты равными 100–130 МПа.

Для выявления повреждений необходимо производить сложные осмотры, а для их устранения — выполнять продолжительные и дорогостоящие операции по ремонту или замене осей. Некоторым операторам приходится регулярно подвергать ультразвуковой дефектоскопии сотни осей перед заменой. При этом следует учитывать, что часть поездов, составленных из вагонов с наклоняемыми кузовами, эксплуатируется с отключенными системами наклона. Кроме того, по состоянию на 2006 г. высокоскоростные накло-

няемые поезда серии VT 605 вообще были временно выведены из эксплуатации из-за излома оси.

Причины отказов

Многие возникающие в процессе эксплуатации усталостные изломы можно было бы устранить, если бы на этапе конструирования оси колесной пары были учтены основные влияющие факторы. В результате была бы устранена большая вероятность возникновения изломов. К тому же следует отметить, что затраты на измерения, расчеты эксплуатационной прочности и эксперименты по определению вибропрочности составляют малую часть расходов, необходимых для ремонта поврежденных осей или их замены.

Среди факторов, вызывающих повреждения, решающую роль играют эксплуатационные напряжения, возникающие под влиянием ряда факторов:

- внешних нагрузок;
- конструкции оси колесной пары;
- способа обработки (ковка и термообработка);
- состава материала;
- воздействия окружающей среды.

Влияющие факторы, выявленные после обнаружения повреждения при эксплуатации, необходимо устранять или ограничивать их влияние, чтобы предотвращать более серьезные дефекты. Следует иметь в виду, что механизмы повреждений в прессовых посадках, вызванных контактной усталостью, не удастся учесть при конструировании осей колесных пар и диагностических экспериментах, поскольку их можно выявить лишь после длительного срока эксплуатации и большого числа циклов нагружения.

Эксплуатационные нагрузки и напряжения

Эксплуатационные напряжения должны быть определены для всех предположительно критических зон оси колесной пары. К таким зонам

Примеры изломов осей в эксплуатации

Подвижной состав	Материал оси	Место разрушения	Вид разрушения	Срок службы	
				Пробег, км	Число циклов
Высокоскоростные поезда из вагонов с наклоняемыми кузовами (NT)	34CrNiMo6	Подступичная часть (Т)	–	$3,5 \cdot 10^5$	$1,3 \cdot 10^8$
Поезда метрополитена	34CrMo4	Посадка тормозного диска (L)	Изломы и начальные трещины	$1,8 \cdot 10^6$	$6,9 \cdot 10^8$
				$2,2 \cdot 10^6$	$1,8 \cdot 10^8$
Вагоны трамвая	25CrMo4	Посадка подшипника (L)	Питтинг, риски	$5 \cdot (10^4 - 10^5)$	$2,3 \cdot 10^7 - 4,6 \cdot 10^7$
Поезда метрополитена Городская железная дорога	34CrNiMo6	Посадка лабиринтного уплотнения (Т)	Начальные трещины	$2 \cdot 10^4$	$1,3 \cdot 10^7$
	C35 (42CrMo4)		–	$1,25 \cdot 10^6 - 2,1 \cdot 10^6$	$5 \cdot 10^8 - 8 \cdot 10^8$
Поезда метрополитена	–	Излом оси	Изломы и начальные трещины	–	–
Поезда дальнего сообщения	–	Шейка оси	Изломы	–	–
Поезда NT, используемые в дальних сообщениях	34CrNiMo6	Редуктор моторной колесной пары (Т)	Излом и растущие начальные трещины	$1,2 \cdot 10^5$	$5 \cdot 10^7$
Поезда дальнего сообщения	Сталь C35	Ось, горячая посадка (L)	Серийные повреждения (13 изломов)	$4 \cdot 10^6 - 4,8 \cdot 10^6$ (10 – 12 лет)	$1,4 \cdot 10^9 - 1,7 \cdot 10^9$
Региональные поезда NT	42CrMo4	Ось, колесо и место посадки шестерни редуктора (Т)	Начальные трещины	$7,5 \cdot 10^5$	$2,5 \cdot 10^8$
		Шейка с галтелью (Т)	Начальные трещины	$3,7 \cdot 10^5$	$1,4 \cdot 10^8$
	То же (L)			$4,9 \cdot 10^8$	$1,8 \cdot 10^8$

Примечание. В таблице приняты следующие обозначения: NT – наклоняемый кузов; Т – моторная колесная пара; L – подерживающая колесная пара.

относятся места прессовой посадки колес, тормозных дисков, подшипников, лабиринтных уплотнений, редукторных шестерен и др., а также шейки с галтелями.

Одним из важнейших влияющих на эксплуатационную прочность параметров являются рабочие нагрузки и напряжения. Многочисленными измерениями установлено, что они изменяются во времени. Напряжения во вращающемся колесе, вызванные случайными силами, действующими в зоне контакта колеса с рельсом при различных режимах движения (движение по прямому участку, в кривых, по стрелочным переводам), имеют амплитудно-модулированный характер. Экстремальные нагрузки в колесе, возникающие, например, при проследовании стрелочных переводов, ведут к пикам напряжений, которые в течение длительного срока службы могут часто повторяться.

Для оценки эксплуатационных нагрузок числовым методом мож-

но использовать их статистическое распределение. Частота повторности отдельных выборок (коллективов нагрузок) является процентной долей общей частоты, которая известна благодаря многочисленным измерениям или определяется расчетным путем для новых линий. Величины нагрузок, полученные при измерениях для каждого коллектива, отдельно экстраполируются на весь срок службы.

Наряду с общим большим числом нагрузочных циклов (более 10^9) наблюдается также высокая интенсивность воздействия коллектива нагрузок, относящихся только к оси колесной пары. В связи с этим существует высокая вероятность повреждения осей, особенно при большом общем числе циклов нагружения. Возникновение многочисленных усталостных повреждений можно объяснить тем, что при расчетах недостаточно учитывались эксплуатационные нагрузки. Последние могут быть опреде-

лены в виде амплитуд напряжений и использованы в качестве базы для расчета срока службы и определения эксплуатационной прочности.

Для локомотивов и пассажирских вагонов, согласно опубликованным данным, установлено, что нагрузки и напряжения, возникающие в реальных условиях, часто превышают значения, регламентированные стандартами DIN EN 13103 и 13104.

Вибропрочность

Следующей важной величиной, зависящей от конструкторского решения оси колесной пары, ее материала и способа изготовления, является вибропрочность (с учетом условий окружающей среды). Вибропрочность при постоянной амплитуде синусообразной нагрузки описывается кривой Вёлера (рис. 1) и представляет собой частный случай, так как в эксплуатации нагрузки на колесных парах имеют переменные амплитуды.

В случае постоянной амплитуды приходится считаться с начальными трещинами и изломами оси колесной пары при числе циклов выше 10^7 . Нельзя забывать о том, что 10^7 циклов нагрузки колесной пары обычно достигаются в течение трех дней. Горизонтальный ход кривой Вёлера после точки перелома (обычно $2 \cdot 10^6$ или 10^7 циклов), как отмечалось в литературе, недопустим ни в расчетах на прочность, недопустим ни в расчетах на прочность оси колесной пары, ни при определении эквивалентного повреждающего напряжения, поскольку этот режим противоречит рекомендациям ORE 106B, № 13 EN 13979 – 1 (ORE – Бюро по экспериментам и исследованиям МСЖД).

Срок службы в случае переменной амплитуды напряжений и соответствующий коллектив нагрузок описываются кривой Гасснера (см. рис. 1). Как коллектив нагрузочных напряжений, так и кривые Гасснера характеризуются наличием рассеяния, поэтому требуют статистической оценки. Когда число циклов превышает 10^9 , возникает специфический механизм повреждений в сочетании с переменной амплитудой, который нельзя обнаружить в экспериментах с постоянной амплитудой нагрузок.

Для выбора размеров и расчетной прочности оси может быть по-

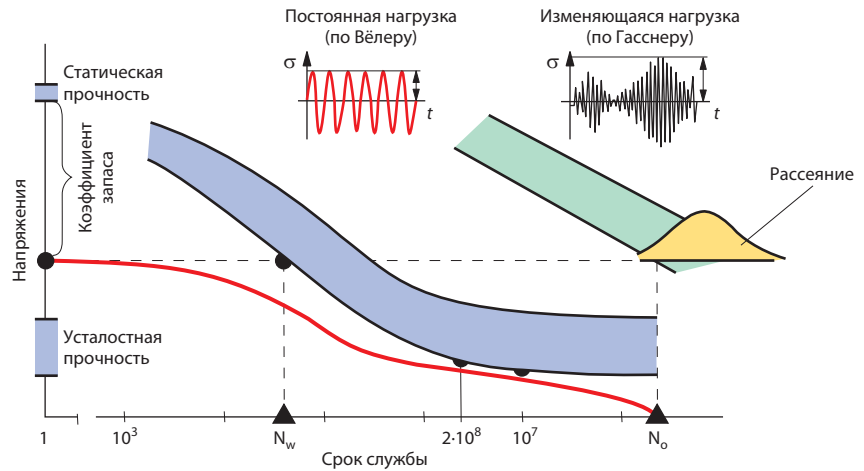


Рис. 1. Кривые Вёлера и Гасснера

лезен анализ большого числа изломов осей в эксплуатации. Так, для определения коллектива нагрузок и обусловленного им срока службы были использованы выборки результатов измерений и достигнутые сроки службы по трем первым повреждениям осей колесных пар, приведенным в табл. 1. Искомые параметры отображены в виде кривых, показанных на рис. 2.

В зависимости от нагрузки и конструкции оси колесной пары рассматривались различные коллективы нагрузочных напряжений. Также варьировались зависимости срока службы от материала, нагрузки и вида прессовой посадки. В то время как для метropоезда отсут-

ствовала большая разница между расчетным и достигнутым до излома сроком службы, для других видов рассматривавшегося подвижного состава (поезда дальнего следования, вагоны трамвая) эта разница имела место.

Однако во всех случаях справедливым было назначение надежных размеров осей колесных пар для большого числа циклов нагружения (в гига-диапазоне) только с учетом контактной усталости.

Для всех критических зон оси колесной пары необходимо было определить вибропрочность. В зависимости от зоны она получилась разной. Вибропрочность определяли в основном на стенде. Кривые Вёлера, полу-

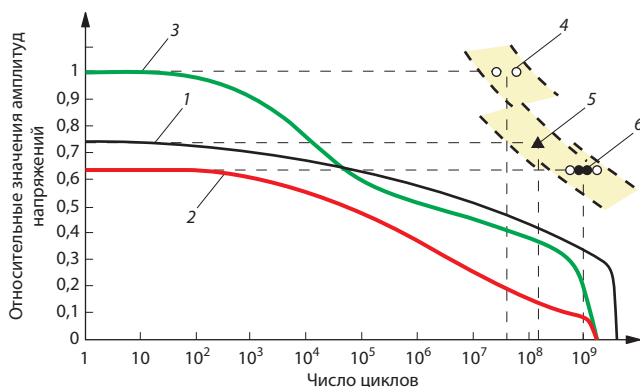


Рис. 2. Амплитуды нагрузочных напряжений и виды повреждений оси в эксплуатации в зависимости от числа циклов: 1 – поезда дальнего сообщения (пробег $12 \cdot 10^6$ км); 2 – поезда метрополитена ($3 \cdot 10^6$ км); 3 – вагоны трамвая ($3 \cdot 10^6$ км); 4 – первичные усталостные трещины (10^5 км); 5 – излом оси по горячей посадке ($3,5 \cdot 10^5$ км); 6 – два излома оси, много осей с первичными трещинами ($2 \cdot 10^6$ км)

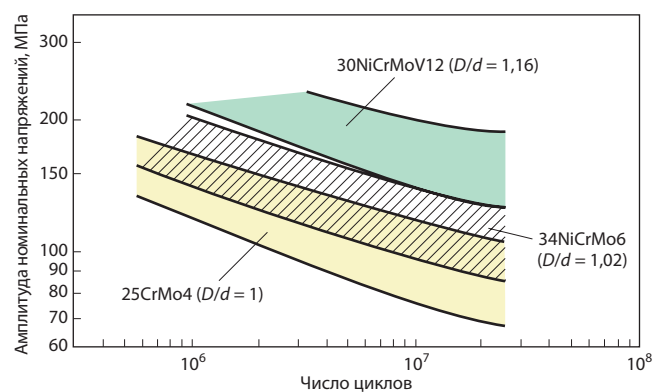


Рис. 3. Вибропрочность подступичной части оси в месте прессовой посадки при постоянной амплитуде нагрузки (критерий отказа – технические первичные трещины): D/d – отношение диаметров, показанных на рис. 4 и приведенных в табл. 2

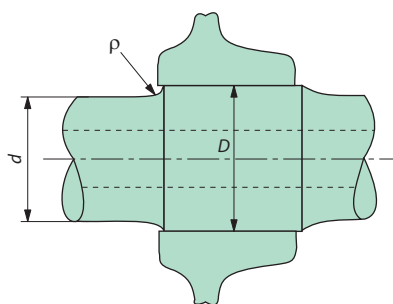


Рис. 4. Геометрические размеры оси в зоне подступичной части:
 d – диаметр оси; D – диаметр подступичной части; ρ – радиус галтели

ченные на стенде для подступичной части оси из стали марок 25CrMo4, 34CrNiMo6 и 30NiCrMoV12, представлены на рис. 3.

Вследствие фрикционной коррозии в процессе одноступенчатого испытания наблюдался большой разброс результатов и превышался предел выносливости. При этом разброс (рассеяние) $T_\sigma = 1:1,51$ характеризует соотношение вибропрочностей, а $T_N = 1:8$ – соотношение числа циклов для вероятности безотказной работы P_w , равной 90 и 10% в диапазоне нагрузок 10^7 циклов. На основе обстоятельных исследований была установлена необходимость учета заметного снижения вибропрочности при числе циклов выше 10^7 .

Приведенные результаты испытаний указывают на то, что благодаря применению более прочных материалов в местах прессовой посадки при сравнимом соотношении диаметров D/d (рис. 5) обеспечивается относительно небольшое увеличение значений вибропрочности. Заметное повышение ее достигается лишь при увеличении соотношения диаметров до 1,1 в испытани-

ях по Вёлеру. Эти результаты могут быть распространены на эксплуатационные нагрузки только с ограничениями, учитывающими различные механизмы повреждений (особенно для прессовых посадок).

Проводились и другие сопоставимые испытания по оценке сопротивления усталости, в частности одноступенчатые испытания на вибропрочность осей колесных пар, применяемых в Японии. При этом определение усталостной прочности σ_w базировалось на номинальных напряжениях в прессовой посадке и галтели.

Данные о вибропрочности в зависимости от геометрических размеров приведены для осей колесных пар высокоскоростных поездов Shinkansen, TGV и ICE I, высокоскоростного поезда VT 605 с наклоняемыми кузовами вагонов (после пробега 350 тыс. км), а также для осей проекта Hiperwheel (High Performance Railway Wheelset).

Значение конструкторского решения оси колесной пары нельзя недооценивать. По результатам испытаний, приведенным на рис. 5, повышение отношения D/d до 1,16 увеличивает вибропрочность на 40% по сравнению с ее значением для гладкой оси ($D/d = 1$).

В рамках европейского научно-исследовательского проекта Hiperwheel были выполнены обширные исследования на узле ось – ступица нового типа с колесным диском из легкого сплава AlMgSi1S31 (EN-AW 6082 T6). При этом на соответствующих образцах изучалось влияние различных факторов (диаметр оси $D = 100$ мм):

- вида нагрузок (с постоянной и переменной амплитудой);
- соотношения диаметров и натяга в месте прессовой посадки;
- материала оси колесной пары (25CrMo4, 30NiCrMoV12).

Для оценки использовалось статистическое распределение, соответствующее нормальному распределению Гаусса, с числом циклов, равным 10^5 (рис. 6).

Результаты испытаний на вибропрочность материала 30NiCrMoV12 (рис. 7) при постоянной амплитуде напряжений (по Вёлеру) подтвердили прежние данные и в сочетании с испытаниями при меняющейся амплитуде (по Гасснеру) позволили определить допустимую сумму повреждений от фрикционной коррозии, необходимую для оценки срока службы оси колесной пары при переменных эксплуатационных нагрузках.

Поверхности излома при испытаниях по Гасснеру сопоставимы с реальными изломами в эксплуатации: на них видны типичные линии раstra, характерные для подобных эксплуатационных нагрузок. Поверхность излома, полученная при испытаниях по Вёлеру, имеет существенные отличия, заключающиеся прежде всего в отсутствии линий раstra. Анализ поверхностей изломов позволяет сделать выводы об интенсивности роста трещин и величине интервалов времени между инспекциями.

Назначение размеров осей колесных пар

Представленные формы повреждений, а также результаты испытаний на эксплуатационную прочность с помощью эквивалентной повреждающей нагрузки позволяют оценить механизм контактной усталости. Для этого проведено сравнение с вибропрочностью, полученной при испытаниях с одноступенчатым нагружением. Эквивалентная повреждающая нагрузка – это необходимая относительная вибропрочность (RFS) при определенном числе цик-

Таблица 2

Геометрические размеры осей колесных пар

Размер	Значение размера для оси колесной пары поездов		
	Shinkansen	TGV	ICE
Диаметр D , мм	209	212	190
Диаметр d , мм	190	184	160
Отношение диаметров D/d	1,1	1,15	1,19
Радиус галтели, мм	100	15 и 75	15 и 75

лов, соответствующая максимальному эксплуатационному напряжению.

Для определения этой нагрузки следует использовать модифицированную линейную гипотезу накопления повреждений по Минеру.

При этом оценка срока службы и диапазона измерений менее консервативна, чем предлагаемая ORE. Опыт и эксперименты подтвердили, что предлагаемый расчет на основе модифицированной линейной гипотезы накопления повреждений соответствует действительности, а рекомендации ORE ведут к ненужному увеличению размеров.

Выводы

Исследование причин многочисленных повреждений осей колесных пар показало, что их конструкторское исполнение, обеспечивающее так называемую длительную прочность в соответствии со стандартами DIN EN 13103 и 13104, не отвечает требованиям эксплуатации. Пробег современного подвижного состава достигает 500 тыс. км/год, чему соответствует высокое число циклов эксплуатационных нагрузок. В таких условиях происходит постоянное снижение вибропрочности, особенно в прессовых посадках. Кроме того, нагрузки в современных вагонах с наклоняемыми кузовами выше регламентируемых действующими нормами. Возникающие повреждения приводят к дополнительным затратам на регулярный контроль осей колесных пар и их замену, а также к введению ограничений при эксплуатации. Решающая роль в повышении вибропрочности принадлежит оптимальной геометрии оси колесной пары.

Конструкторское исполнение осей колесных пар должно учитывать фактически возникающие и меняющиеся во времени нагрузки, а также имеющуюся вибропрочность. Требуемые прочностные показатели должны быть подтверждены соответствующими испытаниями.

По материалам отдела «Испытания прочности ходовых механизмов» Федерального бюро железных дорог Германии (EVA).

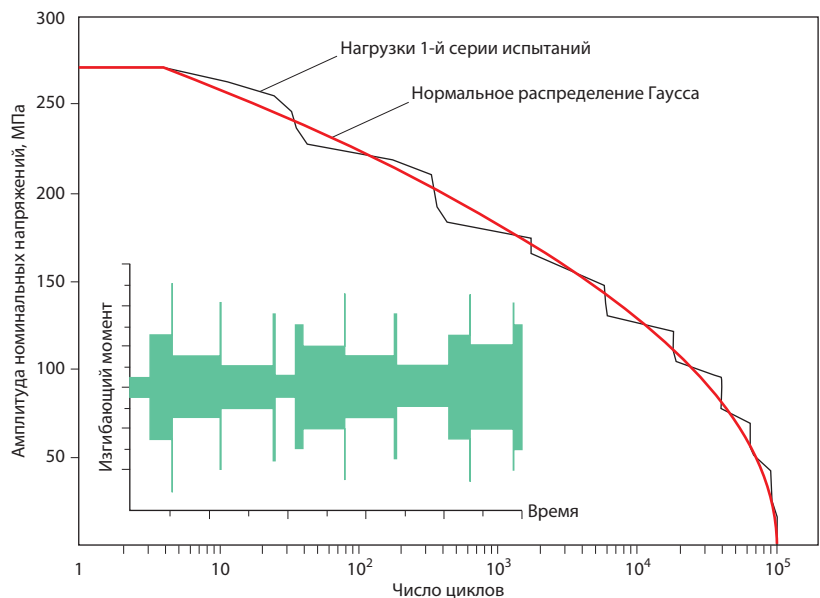
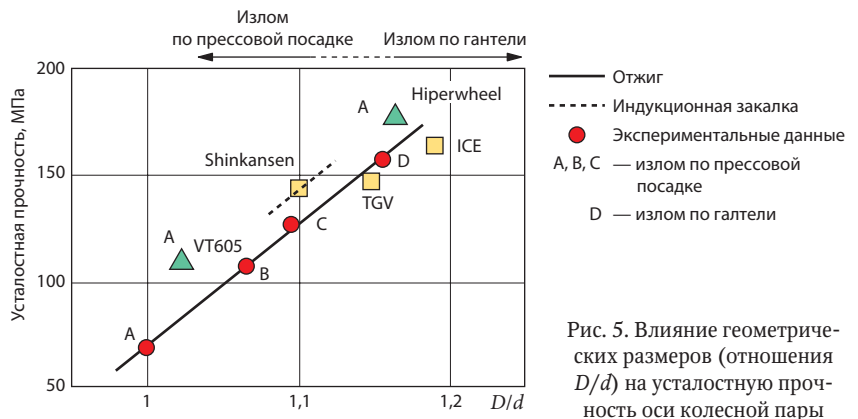


Рис. 6. Кривые зависимостей амплитуды напряжений от числа циклов нагружения и изгибающего момента от времени, полученные при испытаниях по Гасснеру (проект ЕС Hiperwheel)

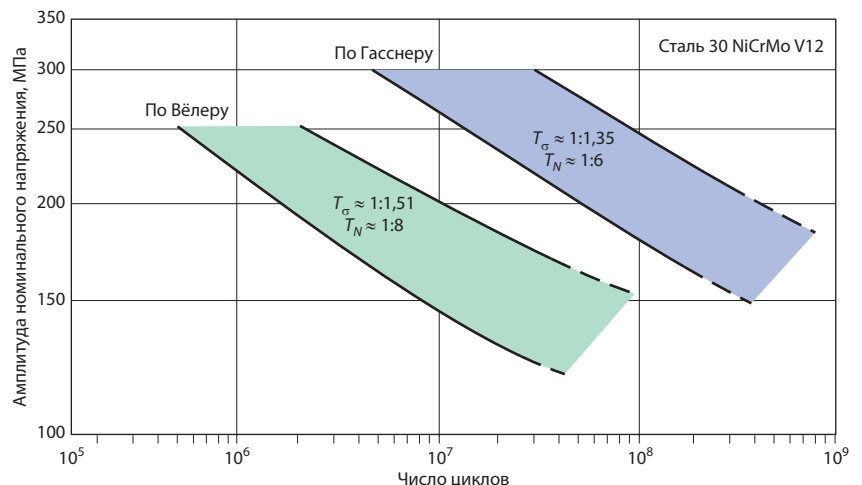


Рис. 7. Результаты испытаний на вибропрочность в рамках проекта ЕС Hiperwheel (критерий отказа – глубина трещин около 1/3 диаметра оси)